

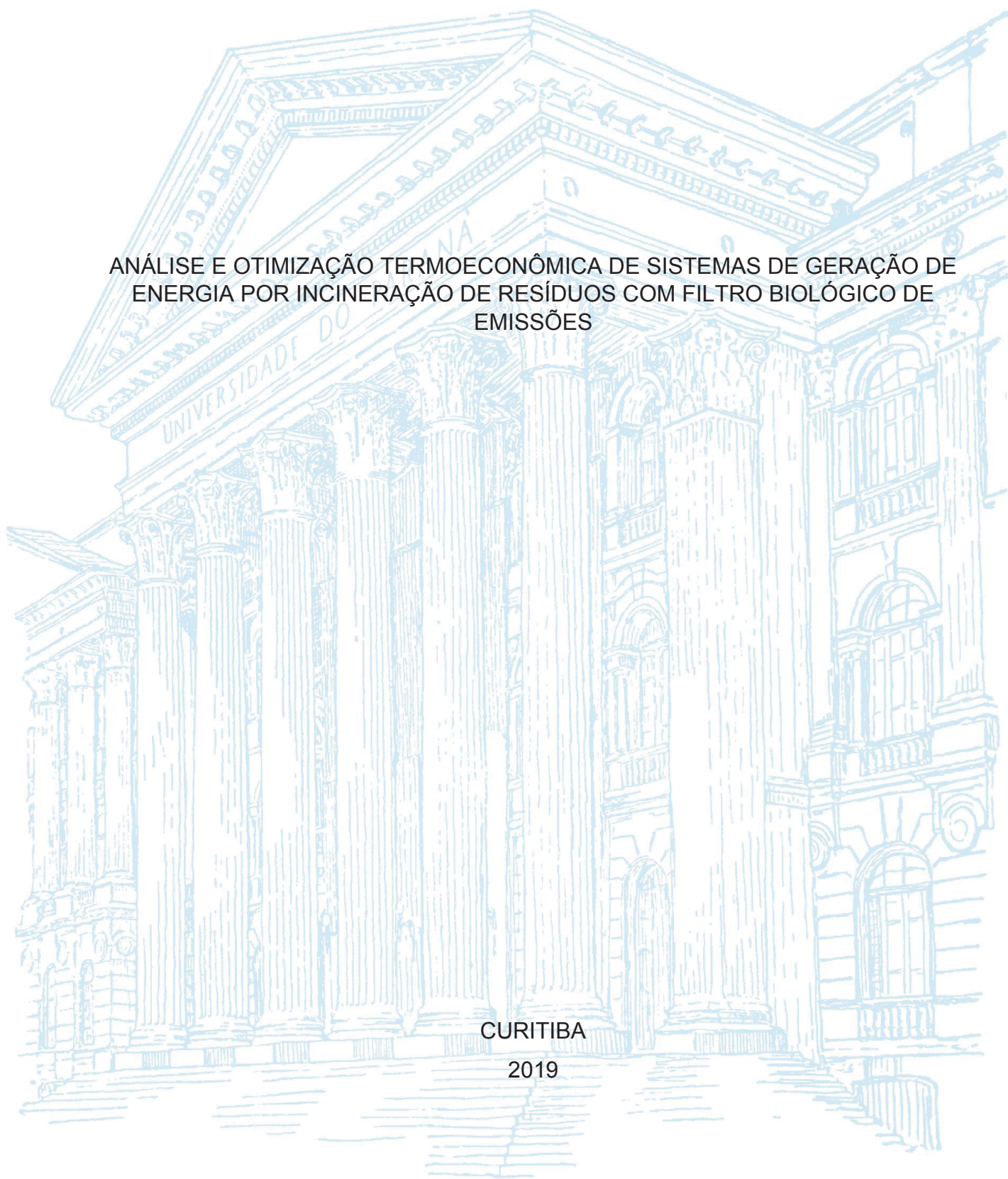
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

RENAN MANOZZO GALANTE

ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO TERMoeCONÔMICA DE SISTEMAS DE GERAÇÃO DE
ENERGIA POR INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS COM FILTRO BIOLÓGICO DE
EMISSIONES

CURITIBA

2019



RENAN MANOZZO GALANTE

ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA DE SISTEMAS DE GERAÇÃO DE
ENERGIA POR INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS COM FILTRO BIOLÓGICO DE
EMISSIONES

Tese apresentada ao curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Setor de Tecnologia, Universidade Federal do Paraná, como requisito parcial à obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Viriato Coelho Vargas

CURITIBA

2019

Catálogo na Fonte: Sistema de Bibliotecas, UFPR
Biblioteca de Ciência e Tecnologia

G146a

Galante, Renan Manozzo

Análise e otimização termoeconômica de sistemas de geração de energia por incineração de resíduos com filtro biológico de emissões [recurso eletrônico] / Renan Manozzo Galante. – Curitiba, 2019.

Tese - Universidade Federal do Paraná, Setor de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2019.

Orientador: José Viriato Coelho Vargas.

1. Exergia. 2. Resíduos. 3. Incineração. 4. Termodinâmica. 5. Energia. 6. Fotobiorreatores. I. Universidade Federal do Paraná. II. Vargas, José Viriato Coelho. III. Título.

CDD: 621.042

Bibliotecário: Elias Barbosa da Silva CRB-9/1894



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
SETOR DE TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO ENGENHARIA
MECÂNICA - 40001016040P5

TERMO DE APROVAÇÃO

Os membros da Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em ENGENHARIA MECÂNICA da Universidade Federal do Paraná foram convocados para realizar a arguição da tese de Doutorado de **RENAN MANOZZO GALANTE** intitulada: **ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO TERMoeconômica de sistemas de geração de energia por incineração de resíduos com filtro biológico de emissões.**, sob orientação do Prof. Dr. JOSE VIRIATO COELHO VARGAS, que após terem inquirido o aluno e realizado a avaliação do trabalho, são de parecer pela sua APROVAÇÃO no rito de defesa.

A outorga do título de doutor está sujeita à homologação pelo colegiado, ao atendimento de todas as indicações e correções solicitadas pela banca e ao pleno atendimento das demandas regimentais do Programa de Pós-Graduação.

CURITIBA, 02 de Setembro de 2019.

JOSE VIRIATO COELHO VARGAS

Presidente da Banca Examinadora (UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ)

EDSON BAZZO

Avaliador Externo (UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA)

MARIA JOSE JERONIMO DE SANTANA PONTE

Avaliador Interno (UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ)

SILVIO LUIZ DE MELLO JUNQUEIRA

Avaliador Externo (UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ)

AGRADECIMENTOS

Dedico este trabalho a todos que me viram crescer: Glória, Urbano, Raquel e Iracema. Obrigado por toda a orientação ao longo da vida.

Agradeço ao querido George André e sua família, pela paciência, companheirismo e acolhimento.

Serei sempre grato ao meu orientador José Vargas, pelo apoio nos momentos de mudança, e pela orientação precisa ao longo deste trabalho. Agradeço muito a todos os integrantes do NPDEAS que vieram antes de mim, e que tornaram possível a realização deste trabalho nesta etapa. Em especial agradeço ao Professor André Mariano, Elaine e Ericson.

Aos colegas da UTFPR Guarapuava, que estiveram abertos para conversas e discussões, e pelo apoio ao longo desses anos, meu muito obrigado! Sou muito grato por fazer parte desta instituição que valoriza e apoia o desenvolvimento humano de seus integrantes. Aos colegas Carla, Dalmás, David, Denise, Henrique, Luan e Raquel, obrigadão!

Imensa gratidão aos amigos de jornada: João Miranda, Luciana Zago, Mônica Bastos, Ticiane Della Justina, Lucas Wendhausen, Louise Novello e Bruno Yuji. Vocês são inspiradores!

Agradeço também às psicólogas que me acompanharam ao longo destes anos: Lenita, Susana e especialmente Carine Fernandes.

Agradeço muito aos membros da banca, pela disponibilidade e contribuições. Finalmente, sou muito grato à UFPR, por ter me mostrado novos caminhos e novas oportunidades.

O sofrimento é necessário,
até que se perceba,
que nunca foi necessário sofrer.
-Conhecimento popular

RESUMO

Este trabalho verificou a viabilidade econômica de uma planta de tratamento de resíduos sólidos urbanos (RSU) e águas degradadas com a geração de produtos de alto valor agregado, construída no NPDEAS/UFPR. Os RSU provenientes do campus universitário foram destinados à incineração a uma taxa de 50 kg/h, onde houve o aproveitamento da energia térmica dos gases de combustão para a geração de eletricidade em um ciclo Rankine de 15 kW de potência. Buscando uma maior sustentabilidade econômica e ambiental, foi realizado o tratamento dos gases provenientes da incineração através de um filtro biológico de microalgas cultivadas em fotobiorreatores (FBR) tubulares com volume de 60 m³. É neste ponto que reside a inovação do trabalho, que integra a incineração de RSU com o aproveitamento da energia térmica, aliada ao tratamento biológico dos gases de combustão. Tem-se que o cultivo de microalgas nos FBR absorve CO₂, e ainda consome matéria orgânica proveniente de águas degradadas da indústria agrícola, tornando-as mais adequadas ao retorno para o meio ambiente. A integração dos FBR com a incineração permitiu a produção de biomassa de microalgas com custos reduzidos, pois a combustão dos RSU forneceu gases com alta densidade de CO₂, permitindo o cultivo ótimo das microalgas. O estudo de viabilidade econômica foi desenvolvido por meio de uma análise exergoeconômica, onde foi atribuído um valor financeiro aos fluxos exergéticos do sistema. O modelo matemático do sistema baseado nas 1^a e 2^a leis da termodinâmica foi desenvolvido no programa *Engineering Equation Solver* (EES), onde a otimização dos parâmetros exergoeconômicos foi realizada para buscar a melhor viabilidade técnica e econômica do sistema. A planta integrada foi capaz de gerar 29,5 toneladas de biomassa ao ano, a um custo médio de 1,84 R\$/kg, absorvendo 54 toneladas de CO₂ no mesmo período, ou 25% de todo CO₂ gerado na incineração. Sete entre dez equipamentos puderam ser termoeconomicamente otimizados. Apesar da eletricidade gerada ter um custo de 76% a 100% mais caro que a eletricidade fornecida pela rede, o sistema teve um período de retorno de 3,19 anos.

Palavras-chave: Análise exergoeconômica. Exergia. Aproveitamento energético de resíduos. Incineração. Fotobiorreator.

ABSTRACT

This work verified the economic viability of a municipal solid waste (MSW) and degraded water treatment plant that generates products with high market values, built in NPDEAS/UFPR. Incineration is used for the correct destination of MSW at a rate of 50 kg/h where the stack gas thermal energy is considered to electricity generation in a 15 kW Rankine cycle. Aiming a better economic and environmental viability, the incineration stack gas undergoes a biological treatment with microalgae in tubular 60 m³ photobioreactor (PBR). This work innovative contribution resides on the integration of energy generation from incineration of MSW with the microalgae biological filters for the combustion gases. The microalgae culture in PBR consumes de stack gases CO₂ as well the organic matter from agro-industry degraded water, making it better suitable to the return in the environment. The PBR and incineration integration promoted the production of microalgae biomass with lower costs, since the incinerator stack gases has a high CO₂ density, resulting in an optimal microalgae growth. The economic feasibility investigation is conducted by an exergoeconomic analysis, where a monetary value is attributed to the system exergy flows. The system mathematical model based on the 1st and 2nd laws of thermodynamic was developed in the Engineering Equation Solver (EES) software, in which an exergoeconomic optimization was done aiming the best technical and economic viability for the system. The integrated powerplant was able to produce 29,5 tons per year of microalgae biomass, at an average cost of 1,84 R\$/kg, absorbing 54 tons of CO₂ in the same time period, or 25% of all the CO₂ generated in the incineration process. Seven of ten equipment in the system could be optimized in the thermoeconomic analysis. Despite of the electricity generated had a cost 76% to 100% costlier than the electricity supplied by the grid, the system had a payback period of 3.19 years.

Keywords: Exergoeconomic analysis. Exergy. Waste-to-energy. Incineration. Photobioreactor.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 - Emissões de RSU em aterros e em WtE.....	17
FIGURA 1.2 - Representação dos módulos que compõem o NPDEAS.....	18
FIGURA 1.3 - Foto de um dos módulos do Fotobiorreator do NPDEAS	19
FIGURA 2.1 - Prioridade na destinação de resíduos.	25
FIGURA 2.2 – Ilustração de a) uma lagoa de cultivo e b) um fotobiorreator tubular.	35
FIGURA 2.3 - Representação de troca de calor, geração de entropia e destruição de exergia a partir de uma diferença de temperatura finita.....	40
FIGURA 2.4 - Volume de controle para a determinação da exergia química do hidrocarboneto genérico $C_{aa}H_{bb}$	41
FIGURA 2.5 - PCI calculado pela Eq. (2.14), e dados experimentais.	43
FIGURA 4.1 - Representação do incinerador, trocadores de calor que operam como caldeira, ciclo Rankine, e fotobiorreatores.	54
FIGURA 4.2 – Temperatura dos escoamentos de gás e água ao longo do sistema e detalhe dos escoamentos do trocador de calor HX2.....	61
FIGURA 4.3 - Taxa de exergia e taxa de custo para produto e combustível de compressor, turbina, trocador de calor, misturador e câmara de combustão, respectivamente.	69
FIGURA 4.4 – Sequência de procedimentos para a análise e otimização exergoeconômica.....	73
FIGURA 5.1 – Variação da taxa de custo para o gás de combustão e para o vapor através dos equipamentos.	80
FIGURA 5.2 - Produção e preço por unidade de exergia da biomassa em função da incidência solar.	81
FIGURA 5.3 - Variação de <i>payback</i> , e fatores que o influenciam, em função da vida útil do sistema.	83
FIGURA 5.4 – Variação do período de <i>payback</i> em função do valor recebido pela incineração.....	85
FIGURA 5.5 – Valores de r_{turb} em função de T_{vap4} e η_{turb}	89
FIGURA 5.6 - Variação dos termos da Eq. (5.5) para CI da turbina.....	90
FIGURA 5.7 – a) Variação de r_{FBR} com o número de equipamentos, n_{FBR} , e b) variação dos termos A_{FBR} e B_{FBR} da Eq. (5.4) para o FBR.....	93

FIGURA 5.8 – Taxas de custos por m ³ de FBR e custo de biomassa por unidade de exergia variando com o número de equipamentos.	94
FIGURA 5.9 – a) Resultado para a minimização de r_{HX2} em função da área de troca térmica de HX2. b) Taxa de custos não exergéticos e eficiência exergética em função de A_{HX2}	96
FIGURA 5.10 – a) Valores para r_{inc} em função de T_{ar2} e c_{RSU} . b) Termos que compõem $c_{F,inc}$ variando em função de T_{ar2} para c_{RSU} igual a 3% do custo da incineração.	98
FIGURA 5.11 - a) Resultado para a minimização de r_{cond} em função da área de troca térmica do condensador. b) Taxa de custos não exergéticos e eficiência exergética em função de A_{cond}	101
FIGURA 5.12 – Processo de minimização de $r_{poscomb}$ em função de $T_{gás5}$	103
FIGURA 5.13 - Resultado para a minimização de r_{HX5} em função da temperatura do fluido frio, T_{resf4}	105
FIGURA 5.14 - Resultado para a minimização de r_{HX1} em função de T_{vap1}	107
FIGURA 5.15 - Resultado para a minimização de r_{HX4} em função de T_{ar2}	108
FIGURA 5.16 – Tentativas de otimização de HX3 a partir da a) variação de T_{vap3} e b) T_{vap4}	109
FIGURA 5.17 – Taxa de liberação e consumo de CO ₂ e produção de biomassa por hora no FBR. Exemplo do mesmo dia utilizado na FIGURA 5.2.	115

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 - Comparação de emissões gasosas de diferentes combustíveis.	22
TABELA 2.2 – Comparação de produtividade entre FBR e lagoa de cultivo.	35
TABELA 2.3 - Composição mássica dos gases de combustão (%).	36
TABELA 2.4 - Entropias padrão para diferentes tipos de RSU.	43
TABELA 4.1 - Dados termodinâmicos de entrada do modelo. Os valores faltantes serão atualizados na seção de resultados, na TABELA 5.5.	55
TABELA 4.2 - Modelagem da quantidade de ar e gases da combustão de combustíveis sólido.	58
TABELA 4.3 - Quadro de equações que definem a taxa exergética de combustível e de produto de cada equipamento, em kJ/h.	65
TABELA 5.1 – Custo dos equipamentos.	76
TABELA 5.2 - Valor da constante B_k para CI dos equipamentos, conforme Eq. (4.65) até Eq. (4.74).	76
TABELA 5.3 - Valores dos consumíveis e do serviço de incineração. Valores de Julho de 2018.	77
TABELA 5.4 – Parâmetros gerais utilizados na modelagem do sistema padrão.	77
TABELA 5.5 - Resultados após modelagem. Atualização da TABELA 4.1.	78
TABELA 5.6 - Calor específico médio entre as temperaturas dos pontos e o ambiente para o ar e gases de combustão, juntamente com os processos que antecedem os pontos indicados.	79
TABELA 5.7 – Fração mássica em porcentagem da composição dos gases ao longo do sistema.	79
TABELA 5.8 – Balanço de custo para todo o sistema e fluxo de caixa para cálculo de <i>payback</i>	82
TABELA 5.9 - Resultados da análise exergética. Os cinco maiores resultados de cada coluna são destacados em tons de cinza, exceto por ε_E , onde os menores valores são destacados.	85
TABELA 5.10 - Taxas de exergia dos combustíveis do sistema.	86
TABELA 5.11 - Principais resultados para a análise exergoeconômica. Os cinco maiores resultados de cada coluna são destacados em tons de cinza, exceto por ε_E , onde os menores valores são destacados.	87

TABELA 5.12 – Parâmetros para minimizar r_{turb} em função do produto e combustível da turbina.	88
TABELA 5.13 – Valores da a minimização de r_{turb} de acordo com os valores da FIGURA 5.5.....	89
TABELA 5.14 – Resultados do sistema para otimização apenas da turbina.....	91
TABELA 5.15 – Parâmetros para variar r_{FBR} em função do produto e combustível do FBR.....	92
TABELA 5.16 - Produtos e <i>payback</i> para o sistema padrão e para o sistema com 18 FBR.....	95
TABELA 5.17 – Condições da Eq. (4.87) para minimizar r_{HX2} em função do produto e combustíveis do equipamento HX2.....	95
TABELA 5.18 - Produtos e <i>payback</i> para o sistema padrão e para o sistema com HX2 otimizado.....	96
TABELA 5.19 – Condições da Eq. (4.87) para minimizar r_{inc} em função do produto e combustíveis do incinerador.....	97
TABELA 5.20 – Custo atribuído ao RSU como uma fração do serviço do incineração, e ainda temperatura de T_{ar2} para o qual ocorre r_{inc} mínimo em cada caso da FIGURA 5.10a.	98
TABELA 5.21 - Produtos e <i>payback</i> para o sistema padrão e para o sistema com incinerador e valor de combustível modificado.	99
TABELA 5.22 – Condições da Eq. (4.87) para minimizar r_{cond} em função do produto e combustíveis do condensador.....	101
TABELA 5.23 - Produtos e <i>payback</i> para o sistema padrão e para o sistema com condensador otimizado.	102
TABELA 5.24 – Condições da Eq. (4.87) para minimizar $r_{poscomb}$ em função do produto e combustíveis da câmara de pós-combustão.....	103
TABELA 5.25 - Produtos e <i>payback</i> para o sistema padrão e para o sistema com a câmara de pós-combustão otimizada.	104
TABELA 5.26 – Condições da Eq. (4.87) para minimizar r_{HX5} em função do produto e combustíveis da câmara de pós-combustão.....	105
TABELA 5.27 - Produtos e <i>payback</i> para o sistema padrão e para o sistema com HX5 otimizado.....	106
TABELA 5.28 – Condições da Eq. (4.87) para minimizar r_{HX1} , r_{HX4} e r_{HX3}	107

TABELA 5.29 - Produtos e <i>payback</i> para o sistema padrão e para o sistema com HX1 otimizado.....	108
TABELA 5.30 - Produtos e <i>payback</i> para o sistema padrão e para o sistema com HX4 otimizado.....	109
TABELA 5.31 – Variação de valores de f_k , ε_k e CI_k para os equipamentos que passaram pela otimização exergoeconômica. Em vermelho estão os equipamentos cujo f_k se afastou de 50%, e em azul, os equipamentos cujo f_k se aproximou de 50%.....	110
TABELA 5.32 - Variáveis que determinam o ponto ótimo de cada um dos equipamentos.....	111
TABELA 5.33 - Variações de custos do sistema e <i>payback</i> com a implementação consecutiva de equipamentos otimizados. Custo do RSU, % $C_{inc, serv}$, igual a zero.....	112
TABELA 5.34 - Variações de custos do sistema e <i>payback</i> com a implementação consecutiva de equipamentos otimizados. Custo do RSU, % $C_{inc, serv}$, igual a 3%.	114
TABELA 5.35 – Custo médio da biomassa produzida e os fluxos anuais de biomassa e CO ₂ no FBR.	116

LISTA DE ABREVIATURAS OU SIGLAS

Símbolos

a	Fração molar de ar nos reagentes	kmol/kg
aa	Mols de carbono no hidrocarboneto	kmol
\overline{AF}	Fração molar entre ar e combustível	-
ar	Referente ao escoamento de ar	-
B	Constante de ajuste do CI	-
b	Fração molar de CO ₂ no produto	kmol/kg
bb	Mols de hidrogênio no hidrocarboneto	kmol
bomba	Referente às bombas do sistema	-
but	Butano	-
c	Custos médio por unidade de exergia	R\$/kJ
C	Fração mássica em base seca de carbono no combustível	%
\dot{C}	Taxa de custo	R\$/h
Caixa	Referente ao fluxo de caixa do sistema	R\$/h
cb	Combustível	-
CBG	Combustível gasoso	-
cc	Fração molar de H ₂ O no produto	kmol/kg
CELF	Fator de nivelamento de escalonamento constante	-
cg	Ciclo a gás	-
CH ₄	Metano	-
Cl	Fração mássica em base seca de cloro no combustível	%
CNE	Custo nivelado de energia	R\$
CO	Monóxido de carbono	-
CO ₂	Dióxido de carbono	-
cold	Referente ao fluxo frio	-
c _p	Calor específico a pressão constante	kJ/kg-K
CRF	Fator de recuperação do capital	-
d	Fração molar de N ₂ no produto	kmol/kg
e	Exergia específica	kJ/kg
e	Consumo de CO ₂	Kg/m ³ -h
\dot{E}	Taxa de exergia	kJ/h
\bar{e}	Exergia específica molar	kJ/kmol
et	Etano	-
ex	Excesso de ar	-
f	Fator exergoeconômico	-
F	Fração mássica no combustível	kmol/kg
FBR	Fotobiorreator	-
FM	Fração mássica no gás	kmol/kg
g	Fração molar de O ₂ no produto	kmol/kg
g	Aceleração da gravidade	m/s ²
GLP	Gás liquefeito de petróleo	-
h	Entalpia específica	kJ/kg
H	Fração mássica em base seca de hidrogênio no combustível	%

h_0	Entalpia padrão	kJ/kg
H_2O	Fração mássica de água no combustível	%
HCL	Fração mássica em base seca de ácido clorídrico no combustível	%
\bar{h}_f^0	Entalpia de formação	-
Hot	Referente ao fluxo quente	-
hr	Horas de operação	hora
HX	Referente aos trocadores de calor do sistema	-
ieff	Taxa de atratividade anual do investimento	%
L	Litro	L
m	Fração molar de carbono no RSU	kmol/kg
\dot{m}	Vazão mássica	kg/h
m^*	Massa estequiométrica	kg/kg _{cb}
met	Metano	-
min	Minuto	min
MM	Massa molar	kmol/kg
N	Fração mássicas em base seca de nitrogênio no combustível	%
N_2	Referente ao gás nitrogênio	-
NO_x	Referente a óxido nitroso	-
NPDEAS	Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento de Energia Autossustentável	-
O	Fração mássicas em base seca de Oxigênio no combustível	%
O_2	Referente ao gás oxigênio	-
P	Pressão absoluta	kPa
p	Fração molar de nitrogênio no RSU	kmol/kg
Payback	Período para retorno de investimento	Ano
PCI	Poder calorífico inferior	kJ/kg
PCS	Poder calorífico superior	kJ/kg
pent	Pentano	-
Poscomb	Referente à câmara de pós combustão	-
prop	Propano	-
q	Fração molar de oxigênio no RSU	kmol/kg
r	Custo relativo	-
R	Reagentes	-
r	Fração molar de cloro no RSU	kmol/kg
resf	Referente à água de resfriamento	-
rn	Inflação média	%
RSU	Resíduo sólido urbano	-
s	Entropia específica	kJ/kg-K
S	Fração mássica em base seca de enxofre no combustível	%
\bar{s}	Entropia molar	kJ/kmol-K
s_0	Entropia padrão	kJ/kmol-K
SO_2	Referente ao óxido de enxofre	-
T	Temperatura	°C
t	Fração molar de enxofre no RSU	kJ/kmol
U	Coeficiente global de transferência de calor	kW/m ² -K
UA	Capacitância global	kW/K
V	Velocidade	m/s

\dot{V}	Vazão volumétrica	m ³ /s
Vent	Referente ao ventilador	-
W	Fração mássicas de água no combustível	-
\dot{W}	Referente à potência	-
WtE	<i>Waste-to-Energy</i>	-
y_D	Razão de destruição de exergia	-
Z	Fração mássicas em base seca de cinzas no combustível	%
\dot{Z}	Taxa de custo	R\$/h
$\dot{Z}_k \dot{C}_{D,k}$	Soma de $\dot{Z}_{CI} + \dot{Z}_{OM} + \dot{C}_D$ para cada equipamento k	R\$/h
ΔT_{ML}	Média logarítmica das diferenças de temperatura	°C

Letras Gregas

μ	Taxa de produção de biomassa	kg/m ³ -h
ε	Eficiência de 2ª lei da termodinâmica	-
$\varepsilon\text{-NUT}$	Modelo para trocadores de calor	-
η	Eficiência de 1ª lei da termodinâmica	-
ω	Umidade absoluta	-

Subescritos

0	Estado morto, estado de referência ou ambiente
bio	Referente à biomassa
cc	Ciclo combinado
ch	Referente à exergia química
CI	Investimento de capital
cond	Referente ao condensador
cons	Referente ao consumo de CO ₂ no FBR
D	Referente à exergia destruída
E	Referente à eficiência exergética
e	Referente à saída de exergia
elet	Referente à energia elétrica
F	Refere-se ao combustível
gás	Referente ao escoamento de gás de combustão
ger	Gerador elétrico
gn	Gás natural
i	Referente à entrada de exergia
in	Referente à entrada
inc,serv	Referente ao custo do serviço de incineração
k	Cada um dos equipamentos do sistema
l	Estado líquido
L	Referente à exergia perdida
liq	Líquido
max	Referente ao máximo
min	Referente ao mínimo
n	Número, unidades
nq	Não queimado
OM	Operação e manutenção

out	Referente à saída
p	Referente ao produto
Pump	Referente à bomba
Q	Referente ao calor
ref	Referência
sis	Referente ao sistema completo
sol	Referente à radiação solar
tg	Turbina a gás
tot	Total
turb	Referente à turbina
tv	Turbina a vapor
vap	Referente ao escoamento de vapor
vc	Volume de controle
vida	Referente à vida útil
w	Referente ao trabalho

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	21
2.1 RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS	21
2.2 MICROALGAS E FOTOBIOREACTORES	32
2.3 EXERGIA	39
2.4 ANÁLISE EXERGÉTICA E EXERGOECONÔMICA	45
3 OBJETIVOS.....	52
3.1 OBJETIVO GERAL	52
3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	52
4 METODOLOGIA	53
4.1 LEVANTAMENTO DE DADOS	54
4.2 MODELAGEM PELA 1ª LEI DA TERMODINÂMICA	56
4.3 MODELAGEM EXERGÉTICA E EXERGOECONÔMICA	64
4.4 OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA	72
4.5 HIPÓTESES ADOTADAS	74
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO	76
5.1 LEVANTAMENTO DE DADOS	76
5.2 MODELAGEM PELA 1ª LEI DA TERMODINÂMICA	78
5.3 MODELAGEM EXERGÉTICA E EXERGOECONÔMICA	82
5.4 OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA	87
5.4.1 Turbina	88
5.4.2 Fotobiorreator.....	92
5.4.3 Trocador de calor HX2	95
5.4.4 Incinerador	97
5.4.5 Condensador.....	101
5.4.6 Câmara de pós-combustão	103
5.4.7 Trocador de calor HX5	105
5.4.8 Trocadores de calor HX1, HX4 e HX3.....	106
5.4.9 Análise geral.....	109
5.4.10 Otimização conjunta de equipamentos.....	111
5.4.11 Simulações anuais	114
6 CONCLUSÃO	117
7 REFERÊNCIAS.....	119

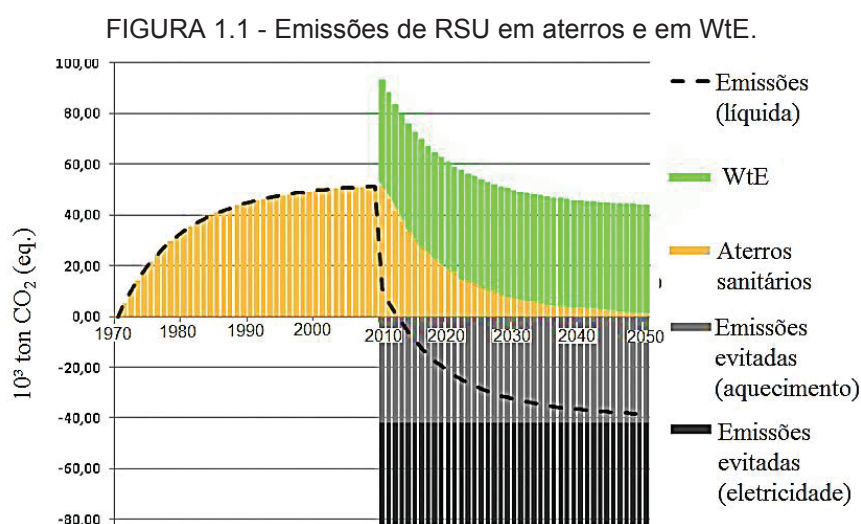
1 INTRODUÇÃO

A distribuição da população mundial vem sendo modificada ao longo das últimas décadas. Nos anos de 1960, quando a população mundial era de pouco mais de 3 bilhões de pessoas, a maior parte desta parcela vivia em áreas rurais (66%). Atualmente, com a população total do planeta com mais de 7,3 bilhões de pessoas, tem-se que mais da metade (54%) vivem em áreas urbanas (“The World Bank”, 2019). Esse novo perfil de população que se forma tende a viver em regiões com altas densidades populacionais, com hábitos associados à altas taxas de consumo e, consequentemente, alta geração de lixo, ou resíduos sólidos urbanos (RSU).

No cenário brasileiro, onde 86% da população vive em áreas urbanas, tem-se uma geração de RSU per capita de 1,035 kg/hab.dia, onde o crescimento da geração de resíduos foi de 0,48% entre 2016 e 2017, enquanto a população aumentou 0,75% para o mesmo período. Em agosto de 2014 encerrou-se o prazo de adequação das prefeituras para a correta destinação de seus RSU de acordo com a Lei Federal nº 12.305/2010, que institui a Política Nacional de Resíduos Sólidos. No final daquele ano, apenas 59,1% das 71 milhões de toneladas de resíduos gerados tiveram uma destinação adequada no país. O descarte de lixo em áreas impróprias é associado a severas degradações ambientais e sérios problemas sociais à região (ABRELPE, 2019).

Mesmo que haja uma correta destinação dos RSU em aterros sanitários, esses levam à ocupação e desvalorização de grandes áreas de terra além de gerarem emissões de metano conforme ocorre a degradação da matéria orgânica. Sabe-se que o gás metano pode contribuir para o efeito estufa da Terra em mais de 20 vezes quando comparado ao gás carbônico. Sendo assim, é recomendável que haja o aproveitamento energético do gás metano gerado nos aterros sanitários devidamente impermeabilizados. Como alternativa ao envio dos RSU aos aterros sanitários, pode-se optar pela incineração desses materiais. A incineração de RSU pode reduzir a quantidade de material a ser enviada para os aterros sanitários em até 90%. Além disso, a energia térmica liberada na incineração de RSU pode ser aproveitada para a geração de potência em ciclos Rankine ou para o fornecimento de energia térmica como calor de processo em ciclos de cogeração. À essa abordagem de aproveitar a energia térmica dos RSU para a cogeração dá-se o nome de *Waste to Energy* (WtE), ou aproveitamento energético de resíduos, em tradução livre. Em comparação com

qualquer outro sistema de cogeração baseado em combustão, a abordagem WtE apresentará a vantagem de não emitir gases de efeito estufa extras em relação aos que já seriam emitidos nos aterros sanitários. Sendo assim, pode-se escolher fazer essa emissão de gases de efeito estufa a partir de uma abordagem energeticamente útil, com o aproveitamento desta energia térmica. A FIGURA 1.1 exemplifica este conceito: ao interromper a deposição em um aterro sanitário, este continuará emitindo poluentes por muito tempo, a uma taxa decrescente. Os RSU não depositados no aterro passariam a ser incinerados e forneceriam energia elétrica e energia térmica permitindo que plantas termoeletricas tradicionais sejam desligadas. Dessa forma a emissão líquida de gases de efeito estufa passaria a ser reduzida tão logo WtE passasse a ser implementada (MONNI, 2012).



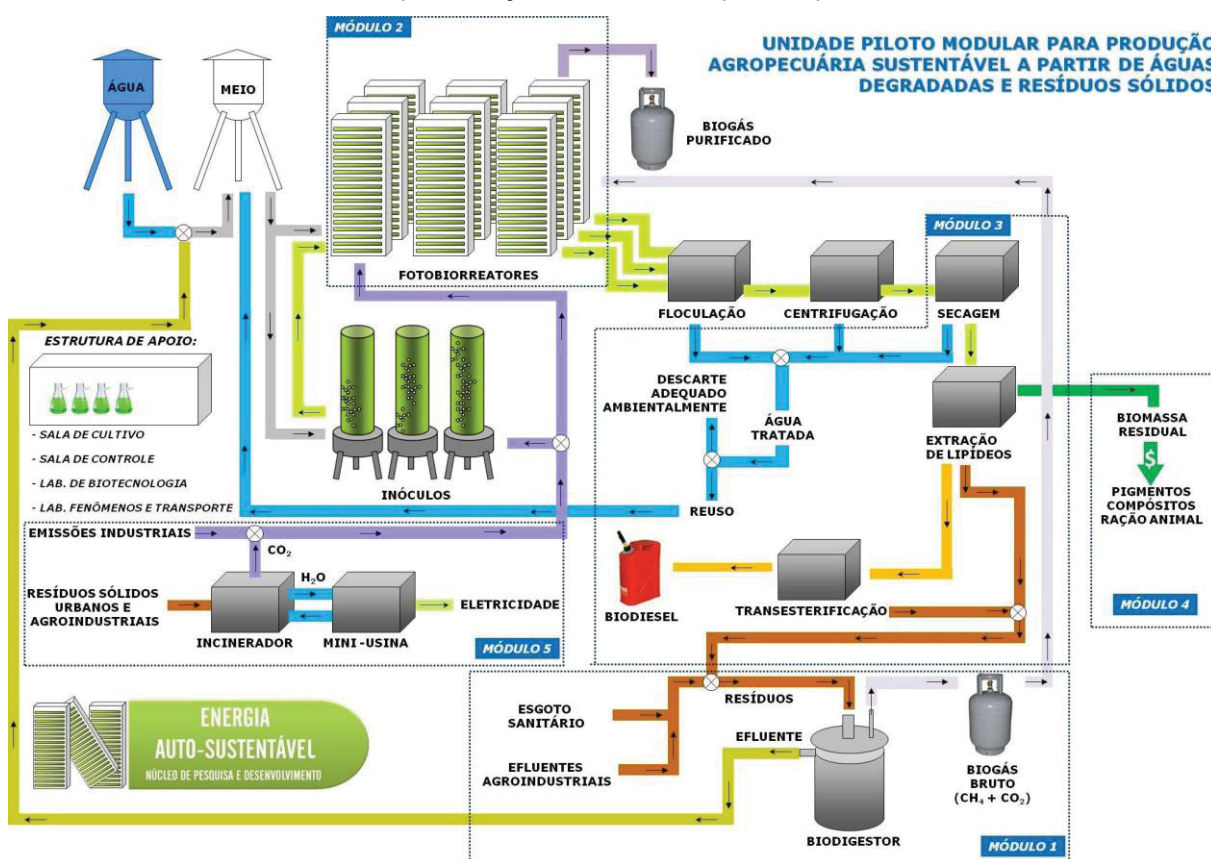
FONTE: modificado de MONNI, 2012.

O grande empecilho histórico à abordagem WtE referia-se à preocupação com as emissões de substâncias tóxicas associadas à incineração de RSU. Este potencial problema ambiental foi contornado com a aplicação de rigorosas e custosas tecnologias de tratamento dos gases de combustão e cinzas que resultam do processo. O custo de implementação e processamento dos RSU é de fato maior a partir da abordagem WtE quando comparado aos aterros sanitários. Contudo, entende-se que muitos custos, ou externalidades, não são acrescentados nos aterros sanitários. A partir do momento onde as emissões equivalentes de CO_2 passarem a ser taxadas e ainda os custos referentes aos danos sociais e ambientais passarem a

ser cobrados, a abordagem WtE passará a ser mais atrativa economicamente (CUCCHIELLA; D'ADAMO; GASTALDI, 2017; WANG et al., 2016).

O Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento de Energia Autossustentável (NPDEAS), localizado no campus Politécnico da Universidade Federal do Paraná, possui uma proposta de geração de energias renováveis tendo RSU como uma das entradas do sistema. Além disso, esta é uma proposta de múltiplas frentes que visa a geração de eletricidade e biocombustíveis de forma integrada e sustentável. A FIGURA 1.2 ilustra este sistema integrado e seus diferentes módulos.

FIGURA 1.2 - Representação dos módulos que compõem o NPDEAS.



FONTE: modificado de TELLES et al., 2018.

Tem-se, a partir do Módulo 1, a entrada de resíduos proveniente de efluentes agroindustriais que serão tratados em um biodigestor para a produção de biogás. O efluente que resultar dessa biodigestão, rico em matéria orgânica, será diluído em água e servirá de meio de cultura para microalgas (*Scenedesmus sp.*) nos fotobiorreatores (FBR) do Módulo 2. Na presença de luz solar, nutrientes e gás carbônico, as microalgas, ricas em lipídios, podem se proliferar, fornecendo matéria

prima para a fabricação de biodiesel. Os fotobiorreatores promovem a circulação das algas para absorção da luz solar através de tubos transparentes ao mesmo tempo em que promovem a difusão dos gases que entram e saem. Após o cultivo, as microalgas devem passar por processos de floculação, centrifugação, secagem para então ocorrer a extração de lipídios no Módulo 3. Neste módulo será realizado ainda o processo de transesterificação que resultará no biodiesel. Após ocorrer a extração de lipídios das microalgas, a biomassa residual poderá ser processada no Módulo 4 para dar origem a pigmentos, ração animal etc. Por fim, o Módulo 5 receberá RSU provenientes da universidade para a incineração e aproveitamento da energia térmica na abordagem WtE em um ciclo Rankine com água como fluido de trabalho. Seus gases de combustão serão direcionados ao Módulo 2 para suprir as microalgas com CO_2 , reduzindo a liberação de gases de efeito estufa do sistema e melhorando a geração de biomassa de microalgas para produção de biodiesel. Este tipo de proposta integrada tende a diminuir os custos de produção de energia de fontes alternativas, e ainda possibilita a busca por maiores eficiências já que os fluxos de massa e energia podem ser reaproveitados em diferentes partes do sistema.

FIGURA 1.3 - Foto de um dos módulos do Fotobiorreator do NPDEAS



FONTE: VARGAS et al., 2014.

A este trabalho caberá analisar o Módulos 5 integrado ao Módulo 2, observando suas entradas, saídas e eficiências de conversão de energia. Uma análise

termodinâmica permitirá a visualização dos fluxos de exergia ao longo do sistema, permitindo a otimização de parâmetros aliado a fatores econômicos. À essa abordagem dá-se o nome de Análise Exergoeconômica, e permite verificar a viabilidade não só técnica, mas também financeira do projeto.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS

Os evidentes sinais de mudanças climáticas causadas pela ação humana ao longo das últimas décadas atraem forte atenção para as fontes renováveis de energia. Neste sentido, os RSU caracterizam-se como uma promissora fonte renovável de energia devido à sua composição, que geralmente inclui materiais orgânicos como restos de comida, madeira, além de plásticos e papel. A utilização desses resíduos na obtenção de energia, tanto térmica, quanto elétrica, vai ao encontro da necessidade de uma correta destinação da crescente produção de lixo nas aglomerações humanas, aliada, ainda, à disponibilidade perto das fontes consumidoras de energia, (MONNI, 2012).

A incineração de RSU gera preocupações referentes à liberação de metais pesados e de dioxinas, o que fez com que de 1996 a 2007 nenhuma nova planta de incineração de lixo tenha sido construída nos Estados Unidos. Em outros países, contudo, os exemplos foram diferentes. Recentemente, a incineração de RSU aliada à geração de energia é responsável por mais de 30% da destinação dos RSU na Alemanha. Entre os anos de 2011 e 2015 a China aplicou uma política de incentivos almejando que 30% de toda a sua fonte energética fosse proveniente da incineração de RSU, já que algumas de suas cidades são tidas como “cercadas por lixo”. No Japão, 80% de seus RSU são incinerados, porém apenas uma pequena parcela é destinada ao aproveitamento de energia. Na Coreia do Sul, a fração de energia gerada pelos RSU chega a 23% entre o total das fontes renováveis (WANG et al., 2016).

PSOMOPOULOS; BOURKA; THEMELIS, 2009, informam que os Estados Unidos da América, ao final dos anos 90, adotaram uma política de incentivo para uso da máxima tecnologia de controle disponível na incineração do lixo, o que levou à redução de emissões referentes à WtE. Essa nova regulamentação levou a Agência de Proteção Ambiental dos EUA, em 2013, a classificar WtE como uma das mais limpas fontes de energia. Para o cenário americano até 2009, 80 das 87 plantas de WtE fazem a queima do RSU da forma como é recolhido nas cidades, utilizando fornalhas com queimadores do tipo grelha. Com as modernas plantas de WtE pode-se obter 600 kWh de eletricidade com uma tonelada de RSU, o que equivale a utilização de 250 kg de carvão de alta qualidade ou um barril de petróleo. Estudos

indicam que a abordagem de WtE reduz a emissão de uma tonelada equivalente de CO₂ por tonelada de RSU não depositada em aterros sanitários. A TABELA 2.1 mostra uma comparação da quantidade de emissões entre diferentes fontes de energia, onde o RSU apresenta a menor emissão de CO₂ por MWh de energia fornecida. Em relação à emissão de dioxinas, houve uma redução de mais de 700 vezes no ano de 2002 quando comparada às emissões do ano de 1987. Os autores expõem que a quantidade de dioxina liberada anualmente nas usinas de WtE americanas correspondem a 12 g em fator de equivalência tóxica para dioxinas, enquanto as queimadas realizadas em quintais domésticos correspondem a 600 g/ano. Quanto à liberação de mercúrio nas plantas WtE houve uma redução de 81 toneladas no ano de 1989 para 1,2 toneladas em 2009, grande parte devido ao descarte seletivo de componentes eletrônicos que costumavam ser jogados em lixo comum e ainda à rigorosa política de emissão de poluentes.

TABELA 2.1 - Comparação de emissões gasosas de diferentes combustíveis.

Combustível	Emissões gasosas [kg/MWh]		
	CO ₂	SO ₂	NO _x
RSU	379.66	0.36	2.45
Carvão	1020.13	5.90	2.72
Petróleo	758.41	5.44	1.81
Gás Natural	514.83	0.04	0.77

FONTE: (PSOMOPOULOS; BOURKA; THEMELIS, 2009)

XIN-GANG et al., 2016, expõem que a China tem como objetivo ter 90% de seus RSU com correta destinação, sendo que desse montante, 35% seria destinado à incineração. Para algumas cidades chinesas existe a meta de incinerar até 60% de seus resíduos, na tentativa de minimizar a dependência e ocupação de aterros sanitários. Para o bom desenvolvimento desta indústria de recuperação de energia pela incineração na China, há a necessidade de um engajamento social para sua priorização efetiva. Entre esses aspectos sociais encontra-se o entendimento de que a abordagem de WtE pode levar a um desenvolvimento econômico menos danoso do que a larga utilização de aterros sanitários. Políticas de incentivo e regulação para a seleção e reciclagem de material devem ser adotadas de forma que se adequem ao modo de vida da população. A implementação de agências reguladoras independentes de governos ou corporações podem ajudar na correta implementação

de WtE e ainda participar de um processo de educação e conscientização social. WtE não exige grandes área de aterros e não libera gases poluentes de forma inútil, já que existe o aproveitamento energético dos RSU. A tecnologia necessária para WtE já possui um bom amadurecimento em alguns países desenvolvidos, é associada a baixos custos de transporte, já que as plantas podem ser construídas próximas às cidades, podem processar grandes quantidades de RSU (150 a 500 toneladas/dia em uma única planta), pode reduzir em até 90% o volume de resíduo, sendo que parte dos 10% restantes ainda podem ser reutilizados como material de carga, em asfalto, por exemplo. O custo associado à eliminação de RSU gira em torno de 5,71 a 8,97 US\$/tonelada em aterros sanitários, 8,15 a 13,04 US\$/tonelada com a abordagem da compostagem, e 14,67 a 26,08 US\$/toneladas em WtE. Além do alto custo operacional e de investimento inicial, a incineração de RSU pode ser agressiva para os próprios equipamentos da planta devido a formação de composto a base de cloro que levam à corrosão. Deve-se ter ainda um tratamento rigoroso dos gases de combustão para que não haja liberação descontrolada de substâncias tóxicas e poluentes. Cada país terá um tipo particular de RSU e o desenvolvimento de tecnologias locais devem ser estimuladas, tanto para a redução de custos associada à importação quanto para melhor eficiência na destinação do resíduo local. Basicamente três abordagens são utilizadas para incineração: queimadores do tipo grelha, incineração em leito fluidizado e forno de pirólise. Os queimadores do tipo grelha utilizados nos primeiros empreendimentos de incineração são relacionados a alta segurança e confiabilidade de equipamentos e operação, aplicabilidade em vasta gama de resíduos, e menor geração de cinzas. Contudo, é também associada a maior geração de dioxinas. A combustão em leito fluidizado previne a formação de dioxinas, é associada a uma alta eficiência térmica. Porém é associada a queima incompleta do combustível (exceto quando em co-queima com carvão), grande geração de gases de combustão e alta manutenção de equipamentos. A incineração e fornos de pirólise necessita de estruturas mais simples, mas é relacionada a menores capacidades diárias de processamento de resíduos e resulta em altas quantidades de carbono não queimado nos cinzeiros. Sua baixa eficiência de queima e baixa capacidade de incineração não condiz com as atuais necessidades dos grandes centros urbanos. Para o controle na formação de dioxinas deve-se manter a temperatura de queima nas fornalhas não inferior a 850°C e manter os gases de combustão com tempo de residência superior a dois segundos na região de alta temperatura.

JAMASB; NEPAL, 2010, indicam que o Reino Unido, contando com diversas políticas públicas, espera passar de 9% da utilização de RSU na geração energética em 2010, para 25% em 2020. O grupo de países citado conta com diversos incentivos, que se destinam desde a diversificação da matriz energética até incentivos para a minimização do uso de aterros sanitários. Os autores indicam uma hierarquia de prioridades no que se refere à gestão de RSU, ilustrada na FIGURA 2.1. A política de redução de geração de resíduos é tida como a mais difícil de ser aplicada, geralmente associada a tarifação por volume de material. No Reino Unido, são gerados em média 10 toneladas de resíduos para cada tonelada de produto. A abordagem de reuso deve ser incentivada, tanto em nível doméstico quanto industrial. Após a exaustão das possibilidades de reuso, pode-se então buscar a reciclagem. A compostagem pode ser aplicada em resíduos orgânicos para posterior correção de solos. Contudo, entende-se que a reciclagem e compostagem podem ser economicamente inviáveis ou requererem muitos outros recursos para que sejam aplicadas. Quando necessária a incineração, recomenda-se que esta seja feita recuperando a energia térmica dos materiais processados, podendo assim, retirar um produto com valor agregado a partir de um resíduo que seria apenas descartado gerando prejuízos. A incineração poderia sugerir um menor investimento em reciclagem, já que boa parte do material pode ser queimado ao invés de reciclado. Porém, a reciclagem ocorre em maior proporção nas comunidades onde são presentes a incineração de RSU para a geração de energia do que nos locais que não possuem estes serviços de incineração. Isso se deve a um comum engajamento comunitário que visa o correto suprimento das plantas de incineração para melhor retorno de investimento à comunidade. Os autores propõem uma análise de custo/benefício considerando os impactos socioeconômicos relacionados aos RSU e as opções disponíveis para sua destinação, comparando-os a plantas termoelétricas movidas a carvão. Os autores estimam para 2030, no cenário do Reino Unido, que o custo do investimento para as plantas WtE ainda será maior do que o custo das plantas de mesma potência instalada que funcionam a carvão. Contudo, devido às políticas públicas de incentivo a fontes renováveis de energia, os custos associados à liberação de CO₂ das plantas à carvão serão maiores do que os RSU em plantas WtE. Entende-se que para o Reino Unido, as plantas WtE são mais atrativas por atenderem às demandas ambientais, ajudando a garantir o abastecimento interno de energia.

FIGURA 2.1 - Prioridade na destinação de resíduos.



FONTE: Modificado de JAMASB; NEPAL, 2010.

MONNI, 2012, indica que os RSU emitem apenas 36% de CO₂ por Joule de energia fornecida quando comparado à queima da turfa, 40% quando comparado ao carvão, 48% de CO₂ quando comparado ao óleo combustível, e 70% do que é emitido pelo gás natural. Para esses valores, foi considerado que os RSU são provenientes do lixo residencial da cidade de Helsinki, Finlândia. Os autores ressaltam que, quando analisadas as emissões equivalentes de CO₂, a abordagem WtE leva a uma redução líquida de emissões quando comparada aos aterros sanitários, que irão levar às emissões de metano sem a contrapartida do fornecimento de energia. Quanto maior a presença de materiais orgânicos no RSU, maiores serão as emissões nos aterros, e quanto maior for a presença de carbono de fontes fósseis (plástico, borracha etc.), maiores serão as emissões por WtE. Há o entendimento de que mesmo com a substituição de uma planta termoelétrica movida a biomassa por RSU, haverá redução líquida nas emissões de CO₂, já que a biomassa não queimada poderá ser utilizada em outra planta termoelétrica, enquanto os RSU não depositados em aterros deixarão de emitir metano sem finalidade útil.

Nos países europeus que já praticam WtE há algumas décadas, observa-se que a incineração não desincentiva as práticas de reciclagem e compostagem. Observa-se, sim, o oposto: países que destinam seus RSU para aterros costumam ter baixas participações em reciclagem e compostagem. Uma grande parcela dos plásticos utilizados não se qualifica para reciclagem devido às especificidades de seu uso, com destaque às embalagens de alimentos. Esse tipo de material, altamente energético, é melhor destinado à incineração com recuperação de energia do que nos aterros sanitários. A grande variabilidade que os RSU podem ter ao longo do tempo

traz desafios extras à previsão dos investimentos. As plantas de WtE devem se adaptar a variabilidades na faixa de 60% a 125% do esperado poder calorífico de projeto. O autor indica que o poder calorífico inferior (PCI) do RSU de sua análise fica ao redor de 10.600 kJ/kg, onde sua queima, com ar apenas estequiométrico, resultaria que 85% do CO₂ liberado seria bioderivado. A queima de uma tonelada de RSU gera, em média, 250 kg de resíduos não queimados. Em países como Dinamarca, França e Alemanha, de 45% a 90% desses resíduos não queimados são utilizados como base para a pavimentação de estradas, diminuindo a destinação de resíduos para aterros (PORTEOUS, 2005).

LECKNER, 2015, comenta que os resíduos restantes após o processo de incineração possuem um papel determinante no sucesso da conversão WtE. Os queimadores do tipo grelha conseguem processar os resíduos sem tratamento prévio, contudo, algum processamento inicial leva a condições de queima bastante controladas e com boa eficiência. Essa tecnologia, já muito amadurecida ao longo dos anos, resulta em resíduos com nenhum ou muito pouco carbono não queimado no cinzeiro. Na tecnologia de leito fluidizado, os RSU são processados e misturados com um material inerte semelhante a areia com granulometria controlada. O ar primário promove uma intensa agitação e mistura deste leito fluidizado, onde ocorre a combustão dos resíduos. É comum que parte do material inerte particulado seja carregada pelos gases de combustão, necessitando um pós-processamento para sua reutilização. Essa tecnologia costuma resultar em muito mais cinzas carregadas com o gás do que cinzas no cinzeiro, enquanto a queima em grelha resulta em 90% dos resíduos no cinzeiro, que são de mais fácil encaminhamento, descarte ou reuso. O autor mostra que as abordagens de gaseificação dos RSU ainda são energeticamente ou economicamente inviáveis. Entre as opções que podem ser consideradas de gaseificação de RSU, a gaseificação por plasma consumiria entre 400 e 845 kWh de eletricidade por tonelada de resíduo. Considerando um Poder Calorífico Inferior (PCI) de 10000 kJ/kg com uma eficiência de conversão de 30%, haveria uma geração de eletricidade de 830 kWh/t, o que nos melhores cenários resultaria em uma geração líquida de 430 kWh/t, reduzindo drasticamente a eficiência da instalação. Essa tecnologia encontra seu melhor nicho entre os resíduos da indústria de papel e celulose, especialmente ricos em lignina. A capacidade das usinas de WtE são limitadas a quantidade de resíduo gerado em uma distância viável de transporte, sendo, geralmente, de pequeno a médio porte. Dessa forma, torna-se inviável investir

em complexos sistemas que não trarão o retorno necessário ao investimento. No ano de 2012 havia 472 usinas de WtE operando na Europa, dessas, 329 eram com queimadores do tipo grelha móvel, 38 de leito fluidizado, 5 de gaseificação e pirolise, e 100 outras plantas que incluem leito fixo, queimador rotacional, entre outras. A abordagem de WtE é dita ser usualmente mais eficiente em regiões frias, onde existe grande e contínua demanda por energia térmica que podem ser fornecidas por plantas de cogeração. Para garantir uma melhor eficiência do sistema, deve-se analisar a venda de calor de processo além da geração de eletricidade. Em regiões quentes, onde existe menor demanda de energia térmica, a eficiência do sistema pode ficar em 25% ou menos.

A prefeitura da cidade de São José dos Campos abriu a discussão de uma proposta de tratamento de resíduos sólidos que englobaria compostagem e recuperação térmica de energia. A proposta requer uma capacidade de processamento de 388 toneladas por dia de resíduos previamente selecionados, utilizando um ciclo de potência a vapor para gerar 11,6 MW de eletricidade. O PCI do combustível é estimado em 11.640 kJ/kg para aquecer o vapor de água até 443°C e 6,3 MPa. De forma a prevenir que os gases de combustão causem corrosão, sua temperatura antes do superaquecedor deve ser inferior a 732°C. Partindo desse planejamento, BALCAZAR; DIAS; BALESTIERI, 2013, propuseram duas abordagens para o aproveitamento térmico dos RSU. A primeira consiste em um ciclo Rankine com turbina a vapor de dois estágios e reaquecimento. Para a segunda proposta é considerado um ciclo combinado com turbina a gás e incineração de RSU. Em ambos os casos, não foram considerados os sistemas para tratamento dos gases provenientes da incineração dos RSU. Entende-se que a função principal de uma planta de WtE é o processamento de resíduos, sendo assim, a utilização de gás natural deve ser mantida em um mínimo necessário para garantir uma boa eficiência do sistema. Os trocadores de calor das plantas térmicas foram modelados seguindo valores de efetividades encontrados na literatura e foram considerados cinco modelos e potências de turbinas a gás para comparação. Os autores indicam que a planta híbrida WtE com o ciclo a gás apresenta uma eficiência maior quando comparada à planta que opera apenas com os resíduos urbanos. Esta eficiência é calculada de acordo com a Eq. (2.1), onde η_{cc} é a eficiência do ciclo combinado e η_{ger} é a eficiência do gerador elétrico. O resultado segue a tendência de eficiência encontrada em outras plantas híbridas que atingem melhores resultados com o auxílio de combustíveis

fósseis. Esse aspecto torna o projeto mais interessante para os investidores, com um tempo de retorno de investimento menor. A segunda medida de eficiência para as plantas propostas é exposta na Eq. (2.2), onde η_{RSU} é a eficiência baseada nos resíduos. A eficiência indicada na Eq. (2.2) fornece um parâmetro de análise da potência gerada em relação à energia fornecida com os RSU, considerando que o principal objetivo dessas plantas térmicas é a incineração dos resíduos com a geração de potência. Analisando a quantidade equivalente de carbono liberada ao longo do ano, tem-se que os aterros sanitários apresentam os maiores valores e a incineração os menores valores. As plantas híbridas apresentam valores intermediários de toneladas de CO₂ liberadas por ano. Contudo, ao ser analisada a quantidade de CO₂ liberada por kWh de energia gerada, tem-se que as plantas híbridas apresentam os melhores resultados, melhorando conforme aumenta a participação do gás natural. Considerando taxas de atratividade que variam de 8% a 12% ao ano e cenários onde haveria retorno financeiro devido a créditos de carbono ou pagamento pela incineração dos resíduos, resultariam em tempo de retorno de investimento entre 4 a 4,9 anos para a planta não-híbrida. Desconsiderando os créditos de carbono e a taxa pela incineração, a planta não-híbrida não apresentaria atratividade para o cenário simulado. Com a configuração de planta híbrida onde há uma participação de 80% de gás natural alcançou-se um tempo de retorno de investimentos de 4 anos para o cenário mais pessimista (sem créditos de carbono e sem taxa pela incineração), com uma taxa de atratividade de 12% ao ano.

$$\eta_{cc} = \left(\frac{\dot{W}_{liq,tg} + \dot{W}_{tv} - \dot{W}_{bomba}}{\dot{m}_{gn} \cdot PCI_{gn} + \dot{m}_{RSU} \cdot PCI_{RSU}} \right) \cdot \eta_{ger} \cdot 100 \quad (2.1)$$

$$\eta_{RSU} = \left(\frac{\dot{W}_{liq,tg} + \dot{W}_{tv} - \dot{W}_{bomba} - (\dot{m}_{RSU} \cdot PCI_{RSU}) \cdot \eta_{cg}}{\dot{m}_{RSU} \cdot PCI_{RSU}} \right) \cdot 100 \quad (2.2)$$

Nas equações anteriores, \dot{W} refere-se à potência, \dot{m} representa a vazão mássica, os subscritos *liq* refere-se à potência líquida gerada, *tg* indica turbina a gás, *tv* indica turbina a vapor, *gn* indica gás natural e *res* indica resíduos. O termo η_{cg} refere-se à eficiência de um ciclo operando apenas a gás.

O preconceito de que sofre a indústria de WtE remete ao seu início ainda pouco desenvolvido nos anos de 1870. Nesta época os incineradores não operavam de forma contínua, e sim por bateladas, com baixo ou nenhum controle dos processos de combustão, o que resultava em forte odor, material não queimado e muito particulado lançado na atmosfera. Tem-se notícia que a primeira tentativa de controle de emissão de particulados ocorreu na Dinamarca em 1934, onde a instalação de um separador do tipo ciclone permitiu a redução em 80% do material particulado. Os primeiros esforços internacionais para redução de impactos ambientais surgiram a partir de 1955 nos Estados Unidos, Japão e Alemanha, com regulação para a emissão apenas de particulado. Novas tecnologias passaram a ser adotadas como filtros e precipitadores eletrostáticos, eficientemente utilizados ainda hoje. A remoção do material particulado, geralmente alcalino, presente nos gases de combustão acentua os problemas causados pela emissão de substâncias ácidas provenientes da incineração. Entre a década de 70 e 80 maior atenção passou a ser dedicada às dioxinas e os óxidos nitrosos, principalmente no Japão, onde existe uma grande participação da incineração de lixo próximo a regiões com alta densidade populacional. Toda esta questão relacionada aos gases de combustão incentivou o aprimoramento e controle de processos de incineração. O aproveitamento energético dos RSU complementa a sustentabilidade dessa abordagem ao transformar uma opção de descarte em fonte energética. Ao redor de 80% da massa do combustível é transformada em vapor d'água e CO_2 , contudo, quase todos os outros componentes gerados na combustão são, de alguma forma, nocivos para a saúde humana e o meio ambiente. Os compostos que tornam ácido o gás de combustão são principalmente o HCl e SO_2 que são gerados a partir da degradação em alta temperatura na fornalha. Os óxidos nitrosos, NO_x , presentes no gás de combustão não tem origem térmica na fornalha e sim proveniente dos resíduos incinerados. Sua oxidação na atmosfera pode levar a chuvas ácidas. A grande quantidade de cloro nos RSU pode levar à formação de compostos clorados com metais como zinco, cádmio, chumbo e semi-metais como arsênio e antimônio. Esses compostos clorados podem evaporar e carregar metais para a atmosfera. Todos os compostos baseados em mercúrio são evaporados nas condições presentes nas fornalhas e carregados com os gases de combustão. Ao manter os precipitadores e filtros de gases operando em temperaturas abaixo de 200°C haverá a condensação das dioxinas e de compostos inorgânicos, exceto aqueles a base de mercúrio. Isso evita a liberação desses compostos na atmosfera,

mas faz das cinzas um rejeito de alta periculosidade ambiental. Existem algumas opções tecnológicas para a remoção de material particulado dos gases de combustão. Os separadores do tipo ciclone podem remover até 90% das partículas com tamanho de até 15 μm , 50% das partículas com até 10 μm e apenas 10% das partículas menores do que 2,5 μm . É uma tecnologia voltada para remoção prévia e mais grosseira das partículas. Raramente são utilizados como único meio de remoção de particulado. Os precipitadores eletrostáticos possuem projeto simples, boa eficiência e baixa perda de carga ao escoamento de gases, e conseguem remover até 99,5% das partículas com até 10 μm . Os filtros de manga conseguem eficiências de remoção de partículas ainda maior do que os precipitadores eletrostáticos. Pode-se alcançar 99% de remoção de partículas de 2,5 μm . A principal desvantagem deste filtro é a grande perda de carga que é imposta ao escoamento. Os lavadores de gases, que impõem um escoamento cruzado de água ao escoamento de gases de combustão, encontram sua melhor aplicação na remoção de componentes ácidos. Conseguem ainda uma eficiência na remoção de particulado melhor do que os separadores do tipo ciclone, conseguindo remover até 90% das partículas com tamanho de 2,5 μm . Para o controle das emissões de NO_x , usam-se basicamente duas abordagens: Redução seletiva não catalítica (RSNC) e a redução seletiva catalítica (RSC). A RSNC baseia-se na injeção de amônia ou ureia na saída dos gases de combustão em uma seção com temperatura na faixa dos 900 a 1000°C, levando a redução do NO em N_2 . O processo RSC utiliza-se da atividade catalítica de óxidos metálicos como V_2O_5 , WO_3 , ou MoO_3 para a redução do NO em NH_3 (VEHLOW, 2015).

DALMO et al., 2019, analisaram o potencial de geração de energia de 33 aterros sanitários no estado de São Paulo, abrangendo um total de 367 municípios e uma população de 32 milhões de pessoas. Os autores analisaram o potencial de seis abordagens de WtE: incineração, gaseificação, biogás via digestão anaeróbica, uso de gás de aterro e as abordagens híbridas de incineração combinada de biogás via digestão anaeróbica e gaseificação combinada de biogás via digestão anaeróbica. No processo de WtE via gaseificação utilizou-se a eficiência térmica total das plantas iguais a 19,3% já considerando o tratamento prévio pelo qual os RSU devem passar nesta abordagem. Para a conversão de energia térmica nos ciclos Rankine via incineração dos RSU foi adotada a eficiência de 25%. Para a abordagem WtE utilizando gás de aterro, ajustou-se o potencial teórico de geração de potência dos aterros com a real potência a ser instalada. Os autores analisaram quatro plantas de

WtE já instaladas no estado, e compararam com os potenciais teóricos. Adotaram que 28,3% do potencial teórico dos aterros seriam considerados como potencial de geração de potência a ser instalado. Esses valores levam em consideração as grandes variabilidades dos resíduos, variações climáticas que interferem na geração, extração e vedação de metano nos aterros. O potencial de aproveitamento dos RSU para a geração de biogás via digestão anaeróbica foi calculado considerando que a fração orgânica do rejeito era de 44%, que 25,7% dos sólidos eram voláteis, e que o potencial bioquímico de geração de metano da fração orgânica era de 277 Nm³ de CH₄ por tonelada de sólidos voláteis. Nas abordagens híbridas, considerou-se que 100% da fração orgânica do RSU foi destinada à biodigestão, e o restante não inerte foi destinado à incineração e gaseificação. Para buscar maior semelhança com situações reais, os autores utilizaram ainda fatores de escala mínimos e máximos comparados com plantas instaladas na Europa. Considerando que o consumo de eletricidade residencial do estado de São Paulo no ano de 2016 foi de 38.210 GWh/ano, as abordagens citadas tiveram os seguintes potenciais de geração: Incineração 20,11%; Incineração mais biogás 21,07%; Gaseificação 20,08%; Gaseificação mais biogás 19,96%; Biogás 4,70%; Gás de aterro 3,06%. O potencial prático de geração de eletricidade foi de 18,90% utilizando 17 plantas de incineração que gerariam 79% da eletricidade, 31 plantas de incineração com biogás que gerariam 19% da eletricidade e 352 plantas de biogás que contribuiriam com 2% da eletricidade. Mesmo com a continuidade do direcionamento dos RSU para aterros, haveria o potencial de gerar 3% da eletricidade consumida pelas residências do estado de São Paulo.

TRINDADE et al., 2018, expõem que a utilização da energia térmica de RSU é associada a baixas eficiências, variando de 20% a 30%, comparada a ciclos térmicos que operam com carvão que podem chegar a 40% de eficiência. A eficiência dos ciclos térmicos é estreitamente relacionada à sua temperatura de operação. A queima de RSU pode expor os trocadores de calor a compostos altamente corrosivos a base de cloro (provenientes de polímeros como policloreto de vinila, PVC), a base de flúor (proveniente de polímeros como politetrafluoroetileno, PTFE) e a base de enxofre. O cuidado com a corrosão na queima de RSU limita a temperatura do vapor entre 450°C e 500°C, enquanto nos ciclos movidos a carvão a temperatura do vapor pode ser ao redor de 600°C. Baixas temperaturas nos gases de combustão, abaixo de 110°C, também propiciam à corrosão devido à condensação de compostos corrosivos nas

superfícies do equipamento. Por esse motivo, o autor recomenda que a temperatura da água de alimentação da caldeira seja pré-aquecida até pelo menos 125°C. Os autores tomaram como base para seus estudos uma planta térmica movida a RSU localizada na cidade de Santo André, no estado de São Paulo. A caldeira desta planta tem a capacidade de 148,7 toneladas por hora de vapor a 4162 kPa e 420°C. A capacidade instalada de geração de potência é de 15 MW.

2.2 MICROALGAS E FOTOBIORREATORES

Algas são organismos fotossintéticos primitivos, dentre as quais, as microalgas possuem dimensões microscópicas, diferentemente das macroalgas, que são maiores. As algas utilizam o CO₂ atmosférico, água e luz solar para fotossintetizar biomassa (CHISTI, 2019).

Os atuais modelos econômicos que exigem um real crescimento da produção e do consumo passam a demandar maior fornecimento de energia e recursos naturais. Essa exploração é intimamente relacionada a maiores níveis de poluição o ar e da água. Os biocombustíveis representam uma possibilidade de equilíbrio para esses sistemas de consumo e degradação. Essas fontes de energia não colaboram para o crescimento líquido de CO₂ na atmosfera, mas podem, conforme a abordagem, contribuir para a poluição do solo e água e ainda competir com a produção voltada para a alimentação. Neste contexto, as microalgas podem contribuir para o fornecimento de energia na forma de biocombustíveis pois é a cultura com o maior potencial de produção de lipídios (CHAMPAGNE, 2008).

Além disso, as algas não competem pelas terras agriculturáveis e podem contribuir para a redução da poluição de água proveniente de processos industriais, agrícolas ou urbanos, já que podem utilizar grande parte dos elementos presentes nesses rejeitos como nutrientes para seu desenvolvimento, absorvendo também boa parte dos metais pesados. Os cultivos de microalgas podem ainda receber os resíduos gasosos ricos em CO₂ proveniente de processos de combustão. No começo da década de 1970, MEYER; REBELLER, 1972, já propunham a utilização de gases provenientes de combustão para melhorar a produtividade de microalgas. Além de utilizarem os gases de combustão, KOSARIC; NGUYEN; BERGOUGNOU, 1974, propunham ainda o cultivo de microalgas em efluentes que resultavam da estação de tratamento de resíduos de Londres, com o objetivo de remover nitrogênio e fósforo

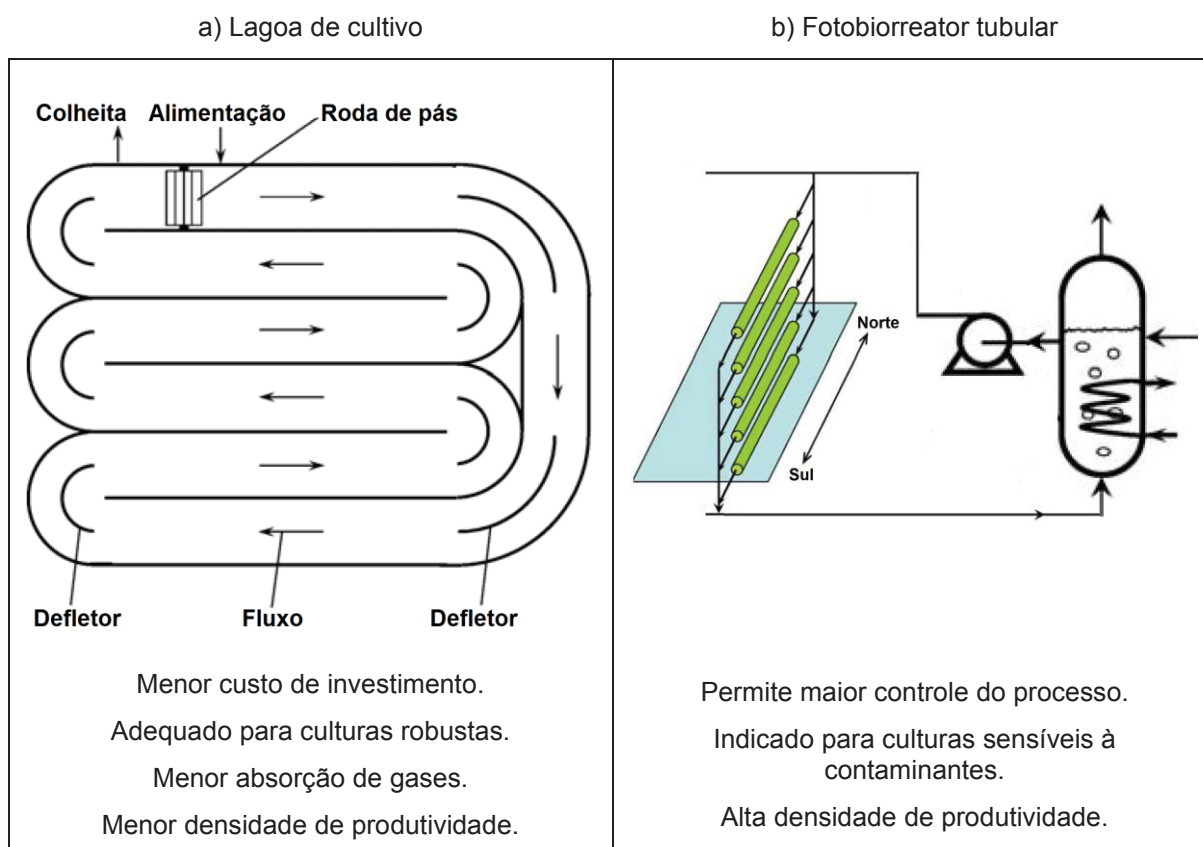
nas últimas etapas de tratamento da água. As culturas de *Spirulina* em lagoas foram capazes de reduzir 87% do nitrogênio e 60% do fósforo dos efluentes.

A integração de sistemas que geram resíduos ricos em matéria orgânica, como os tratamentos de esgoto e agroindustriais, com sistemas que geram biogás, podem fornecer os elementos necessários para um sistema de baixo custo de limpeza de resíduos e produção de biocombustíveis através de algas. Algas podem ser utilizadas para a fabricação de óleo em larga escala. Se for considerada uma fração de 50% de lipídios em base seca, com uma produção de 50g/m².dia, haveria um potencial de geração de óleo de 9,35 l/m².ano, enquanto que culturas como a soja, por exemplo, possuem um potencial 200 vezes menor. A fração de CO₂ na atmosfera não é suficiente para uma produção máxima de algas. A quantidade de lipídios e biomassa alcançada por *Scenedesmus sp.* foi 20,65 mg/l.dia e 217,50 mg/l.dia respectivamente para uma concentração de 10% de CO₂ na mistura gasosa. Com a utilização de gás de combustão a produção de lipídios e biomassa aumentou em 1,9 e 3,7 vezes respectivamente. Os óxidos de enxofre e nitrogênio que compõem os gases de combustão podem diminuir o pH da solução de cultivo, inibindo o crescimento das algas. Gases de combustão com baixo teor de CO₂, ao redor de 10%, podem aumentar o pH da solução, também levando à inibição do crescimento das algas. As algas *Scenedesmus sp.* são tolerantes à faixas de pH que variam de 6,3 a 10,8, podendo ultrapassar 11. O Controle do pH pode ser feito com o correto suprimento de CO₂ proveniente dos gases de combustão ou ar atmosférico, já que o CO₂ dissolvido água gera ácido carbônico. O fornecimento de gás de combustão para o cultivo das microalgas faz-se interessante não somente como uma correta destinação ao CO₂, mas também como uma necessidade dos cultivos que esperam alta densidade de produção. Considerando que um gás de combustão com 15% em massa de CO₂ possui uma densidade deste composto 400 vezes maior do que o ar atmosférico, haverá um menor gasto energético com aeradores de gás dentro do fluido de cultivo dos fotobiorreatores. É esperado que sejam necessários 5,5 hectares de lagoa de cultivo de algas para que 1 tonelada de CO₂ seja absorvida e convertida em biomassa por dia. (CORRÊA, 2015; MCGINN et al., 2011; SINGH; TIWARI; DAS, 2016; YOO et al., 2010). Vale comparar que seriam necessários 6000 hectares de lagoas de cultivo para absorver o CO₂ gerado por dia em uma termoeletrônica de 28 MW operando com cavaco de madeira (1/7 da área da ilha que situa Florianópolis).

CHISTI, 2007, indica que a área de cultivo necessária para suprir metade da demanda energética do setor de transporte dos EUA seria de 1540 milhões de hectares de plantações de milho, 594 Mha de soja e 223 Mha de canola. Por outro lado, devido à alta produtividade de lipídios nas microalgas, seriam necessários de 2 a 4,5 Mha, com fração de lipídios variando de 70% a 30% em base seca, respectivamente. A produção de biomassa a partir de microalgas é ainda mais cara do que a produção de outras culturas ricas em lipídios, necessitando de um meio de cultivo controlado com fornecimento de nutrientes, disponibilidade de CO₂, luz solar e temperatura do meio de cultivo entre 20°C e 30°C. As formas viáveis de produção em larga escala de microalgas são feitas em lagoas ou fotobiorreatores tubulares, como mostra a FIGURA 2.2. A produção de biomassa em reatores abertos do tipo lagoa é indicada para cultura de algas robustas, que exigem pouco controle do processo. Para a produção de microalgas menos robustas, os FBR tubulares são mais indicados, pois existe a possibilidade de controlar as variáveis do processo, como taxa de dissolução de gases pela coluna de gaseificação, pH e maior controle de contaminantes. Esse tipo de FBR é associado a maior produtividade de biomassa, apesar dos maiores custos de construção. O processo de fotossíntese gera oxigênio que ficará dissolvido no meio de cultura. Em concentrações muito acima da saturação de ar no meio líquido pode levar à inibição da fotossíntese, e consequentemente, redução na produção de biomassa. Recomenda-se que a quantidade de oxigênio dissolvido não ultrapasse 400% da saturação de ar no meio. Excesso de oxigênio na presença de intensa incidência solar leva ainda a danos às algas por foto-oxidação. A fotossíntese leva ainda a redução do pH do meio devido ao consumo de CO₂ pelas microalgas. Um medidor de pH pode controlar a injeção de CO₂ pela coluna de gaseificação buscando a estabilidade do pH do meio de cultivo. Os autores indicam que os FBR devem ter sua temperatura controlada durante o dia para não aquecer a ponto de prejudicar a cultura. Indicam ainda que os FBR podem ser resfriados durante a noite, para que, sob baixa temperatura, a perda de biomassa seja reduzida durante a fase escura da respiração celular. O controle térmico pode ser feito com um trocador de calor na câmara de gaseificação. A TABELA 2.2 mostra uma comparação entre a produção de microalgas em FBR e em lagoa de cultivo, ambos para uma produção de 100.000 kg de biomassa por ano. A produtividade diária por volume de meio de cultura consegue ser 13 vezes maior no FBR do que na lagoa, enquanto a densidade de biomassa por volume de meio de cultura é quase 29 vezes maior. Essa maior densidade de

biomassa faz com que a separação por filtração ou centrifugação seja muito mais barata na produção do FBR.

FIGURA 2.2 – Ilustração de a) uma lagoa de cultivo e b) um fotobiorreator tubular.



FONTE: Modificado de CHISTI, 2007.

TABELA 2.2 – Comparação de produtividade entre FBR e lagoa de cultivo.

	FBR	Lagoa de cultivo
Produção anual (kg)	100.000	100.000
Produtividade volumétrica (kg/m³.dia)	1,535	0,117
Concentração de biomassa no meio de cultivo (kg/m³)	4,00	0,14
Taxa de dissolução (1/dia)	0,384	0,250
Produção de óleo (m³/ha)	136,9	99,4
Consumo anual de CO₂ (kg)	183.333	183.333
Volume total de cultivo (m³)	179,14	2347,2

FONTE: CHISTI, 2007.

SINGH et al., 2019, revisam a biofixação de gases de combustão proveniente de plantas termoelétricas. Os autores indicam faixas de composição mássica dos gases de combustão conforme o tipo de combustível na TABELA 2.3, onde pode-se

observar a presença de componentes a base de enxofre e óxido nitroso. Na TABELA 2.3, Z representa os cinzas que podem também conter metais pesados. Tanto os óxidos de enxofre, os óxidos de nitrogênio e os metais pesados podem ser fixados por algumas espécies de microalgas, atuando como nutrientes para seu crescimento. Algumas espécies, como *Nannochloropsis salina*, *Desmodesmus sp.*, *Chlorella fusca* e *Spirulina sp.*, mostram-se melhores para a fixação de SO_x, NO_x e compostos orgânicos voláteis, enquanto para outras espécies esses elementos podem ser tóxicos e prejudicar seu crescimento. Esses elementos são também tóxicos para animais e para o meio ambiente. Sendo assim, se os produtos originados das microalgas objetivar o consumo humano ou de outros animais, não poderá haver a injeção desses elementos tóxicos no meio de cultivo, para que não haja perigo de contaminação. A capacidade de absorção de CO₂ depende do tipo de alga e do tipo de injeção utilizada no meio de cultivo. Microalgas da espécie *Scenedesmus dimorphus* podem absorver até 75% do CO₂ injetado por coluna de gaseificação, enquanto *Chlorella vulgaris* apresenta absorção de 54% para a mesma tecnologia de gaseificação e 80% para injeção por bomba *airlift*. Os sistemas abertos de produção de biomassa apresentam comumente baixa absorção de CO₂ injetado, ao redor de 42%. A cultura de *Scenedesmus obliquus* demonstrou a capacidade de absorver metais pesados dos gases de combustão, como astato, cádmio, cobre, cromo, cobalto, mercúrio, níquel, chumbo, selênio e zinco.

TABELA 2.3 - Composição mássica dos gases de combustão (%).

Combustão	O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O	CO	SO ₂	NO _x	Z
Carvão pulverizado	6	76	11	6	—	—	500 a 800	5 a 20
Resíduos sólidos	7 a 14	—	6 a 12	10 a 18	0.001 a 0.06	200 a 1500	200 a 500	0.2 a 15
Ciclo combinado carvão e gás	12	66	7	14	—	10 a 200	10 a 100	>0.02
Ciclo combinado a gás	14	76	3	6	—	—	10 a 300	-

FONTE: SINGH et al., 2019.

MORAES et al., 2019, reforçam a utilização das microalgas na produção de complementos alimentares, ração animal e fabricação de cosméticos, gerando produtos com alto valor agregado. Indicam também que as microalgas podem ser utilizadas no tratamento de águas degradadas, de onde elas retiram nutrientes como

nitrogênio e fósforo. Os autores utilizaram dez FBR tubulares, cada um com volume de 3 m³, e uma coluna para troca gasosa de 0,45 m³ localizados na cidade de Almería, Espanha, cultivando a microalga *Nannochloropsis gaditana*. A temperatura do sistema é mantida abaixo de 30°C e o controle do pH é feito pela injeção automatizada de CO₂ quando o pH do meio atinge o mínimo de 7,9 ou máximo 8,1. Os autores analisam como ocorre a variação do pH com taxas de injeção de CO₂ que variam de 0,4 até 7,7 mililitros de CO₂ por litro de cultura por minuto (mL_{CO2}/L.min). O sistema também era programado para injetar CO₂ apenas quando a taxa de incidência solar fosse maior do que 30 W/m². Abaixo deste valor, os autores consideram desprezível a fotossíntese das microalgas, e consequentemente sua necessidade por CO₂. A taxa de diluição do experimento foi mantida em 0,16/dia, isto é, o volume total dos FBR era renovado a cada 16% de dia, ou renovado 6,25 vezes ao longo de um dia. A operação do sistema para a menor vazão de CO₂ (0,4 mL_{CO2}/L.min) resultou em uma produção de biomassa de 0,21 g/L.dia e produção de lipídios de 39,5 mg/L.dia, tendo ainda a menor variação de pH, com o mínimo em 7,85 e o máximo em 8,07 e com uma atuação intensa da válvula de controle de mais de 500 aberturas ao longo de um dia. A máxima vazão de CO₂ (7,7 mL_{CO2}/L.min) resultou em 0,12 g/L.dia de produção de biomassa e 27,7 mg/L.dia de lipídios, tendo ainda o pH variando de 7,03 para 8,04 com 71 atuações da válvula de controle. A vazão de 1,9 mL_{CO2}/L.min resultou na melhor produtividade de biomassa (0,24 g/L.dia) e produção de 39,1 mg/L.dia de lipídios, tendo ainda o pH variando de 7,69 para 8,11 e 285 atuações da válvula de controle de CO₂. Com a menor vazão de CO₂ a produtividade foi baixa devido à carência de CO₂ no meio de cultivo. As altas vazões de CO₂ também não se mostram benéficas para sistemas com esta abordagem de controle, pois existe um atraso entre a variação de pH no sistema, a leitura e atuação da válvula, o que pode resultar em uma injeção de CO₂ maior do que a necessária, diminuindo o pH e consequentemente a produtividade. Os autores ressaltam a direta relação entre necessidade de injeção de CO₂ e incidência solar sobre os FBR, já que com maior incidência solar, as microalgas realizam mais fotossíntese, consumindo CO₂ e aumentando o pH, indicando necessidade de nova injeção de CO₂. Destacam, assim, que a incidência solar é um indicador ambiental da demanda de CO₂ no FBR. O gás carbônico atua como controlador do pH pois, ao ser dissolvido em água, contribui para a formação de ácido carbônico. Os autores colocam a atuação da válvula de controle como um parâmetro de destaque por ter importante impacto no custo de manutenção do sistema. Condições que exigem muitas atuações

da válvula de controle irão reduzir a sua vida útil, e consequentemente, os custos da planta.

Utilizando a abordagem de Integração de Processos Aprimorada (*Enhanced Process Integration*, EPI), AZIZ, 2016, propôs uma configuração que utiliza macroalgas (*Fucus sp.*) para a geração de energia. A proposta inclui os processos de cultivo, secagem, gaseificação e geração de potência por um ciclo combinado. Pela integração dos processos e recirculação do calor dentro do sistema busca-se uma melhor eficiência energética e redução da destruição de exergia. O autor critica a abordagem tradicional de recuperação da energia térmica na forma de uma cascata de calor, onde, a cada passo, perde-se qualidade ou disponibilidade de energia. É proposto então que os escoamentos frios do processo tenham suas taxas de exergia aumentada através de diferentes e otimizados níveis de exergia, de forma a reduzir a quantidade de calor perdida no sistema. Os processos de secagem e de gaseificação ocorrem em leitos fluidizados. É mostrado que o fluido de aquecimento utilizado para a secagem é proveniente da própria umidade da alga. Este vapor, após ser comprimido, troca calor latente com a alga úmida. Destaca-se que neste trabalho os gases de combustão ricos em CO₂ provenientes da turbina a gás são direcionados para o meio de cultivo das macroalgas, permitindo a geração de energia com mínima emissão de poluentes. O autor analisou o que a variação da temperatura de entrada da turbina e as velocidades de fluidização trariam de consequências para o sistema, tanto na secagem, como na gaseificação. A variação da velocidade na secagem pouco influenciou na geração líquida de potência (33,46 MW na menor velocidade e 33,43 MW na maior velocidade de secagem). Para a temperatura de entrada da turbina de 1300°C, o aumento da velocidade de gaseificação fez a potência líquida variar de 33,46 MW para 31,73 MW. Para a temperatura de entrada da turbina de 1500°C, o aumento da velocidade de gaseificação fez a potência líquida variar de 34,63 MW para 32,74 MW. O autor atribui essa pequena variação negativa na geração de potência a eficiente circulação de calor e massa em seus leitos fluidizados já em baixas velocidades. A variação de 1300°C para 1500°C exigia uma menor vazão mássica na turbina a gás, reduzindo seu trabalho, mas aumentando significativamente o fornecimento de energia para o ciclo a vapor (37,15 MW para 46,4 MW), o que resultou em um aumento líquido de potência no segundo caso. O ciclo como um todo apresentou uma eficiência de geração de potência ao redor de 60%.

2.3 EXERGIA

A análise clássica da 1ª Lei da Termodinâmica permite a determinação de parâmetros de projetos e permite o conhecimento das quantidades de calor e trabalho que são transferidas entre os diferentes componentes de um sistema. Neste contexto, a 2ª Lei da termodinâmica permite que se conheça a qualidade da energia e as ineficiências associadas a um determinado sistema ou processo. A qualidade da energia contida em um escoamento de fluido pode ser quantificada através da propriedade exergia, que representa o trabalho útil máximo que pode ser obtido em um determinado estado termodinâmico. A exergia, é definida por BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996, como a oportunidade de se realizar trabalho útil sempre que existir dois sistemas em estados termodinâmicos diferentes, que ao serem conectados, podem entrar em equilíbrio. A exergia é também uma medida do quanto o estado de um sistema se afasta da condição ambiente (ou estado morto). Sendo assim é um atributo tanto do sistema quanto do ambiente. Diferentemente da energia, que não pode ser destruída, a exergia se destrói conforme o aumento da entropia do sistema, como ilustrado na FIGURA 2.3. Os autores indicam que a existência de uma propriedade cujo valor pode ser destruído ao longo dos processos, traz mais possibilidades à análise de sistemas térmicos.

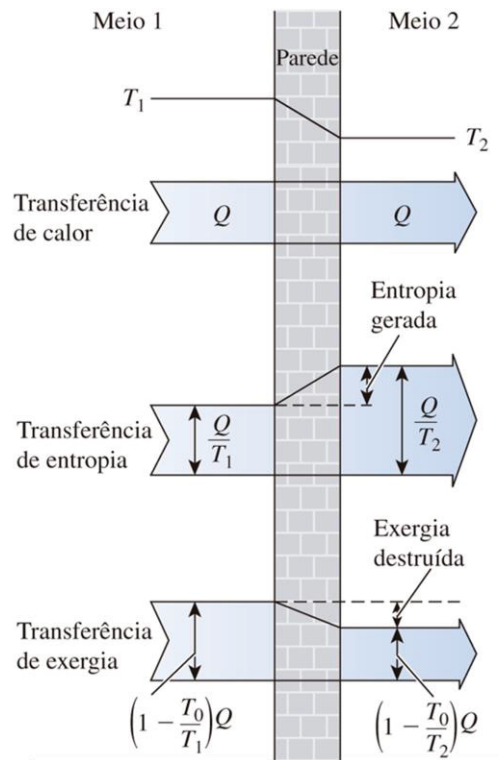
A Eq. (2.3) representa a exergia específica (kJ/kg) associada a uma determinada vazão mássica em um volume de controle. Nesta equação, os dois primeiros termos do lado direito correspondem à exergia física, sendo função da temperatura e pressão do escoamento. Estes dois primeiros termos quantificam, por exemplo, o potencial de geração de trabalho útil que um escoamento possui logo antes de entrar em uma turbina a vapor ideal, com certa pressão p e temperatura T , onde o ambiente se encontra a pressão p_0 e temperatura T_0 .

$$e = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) + \frac{1}{2} \cdot V^2 + g \cdot z + e^{CH} \quad (2.3)$$

O terceiro e quarto termo da Eq. (2.3) dizem respeito à exergia associada à energia cinética e energia potencial gravitacional do sistema. Esses termos são geralmente considerados nulos para sistemas estacionários. O quinto e último termo representa a entrada de exergia no volume de controle a partir de um potencial

químico. A exergia química, e^{CH} , é associada à entrada/saída de produtos/reagentes em reações químicas, como por exemplo, combustíveis.

FIGURA 2.3 - Representação de troca de calor, geração de entropia e destruição de exergia a partir de uma diferença de temperatura finita.

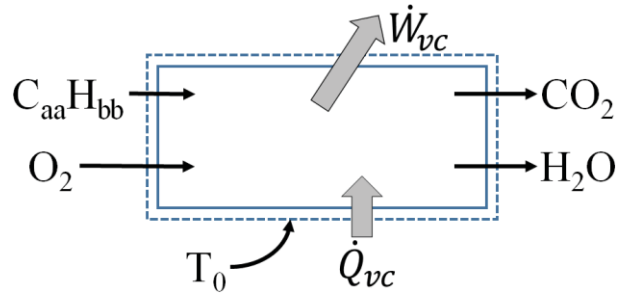


FONTE: ÇENGEL; BOLES, 2010.

Toma-se como exemplo um hidrocarboneto genérico $C_{aa}H_{bb}$ que reage com oxigênio estequiométrico em uma combustão completa, onde todos os reagentes e produtos encontram-se no estado morto, como mostra a FIGURA 2.4.

Tem-se que a exergia química é o trabalho máximo teórico que pode ser obtido pelo fornecimento de energia desta reação. BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996, indicam o modelo exposto na Eq. (2.4) para a quantificação da exergia química, em base molar, deste hidrocarboneto genérico, onde \bar{s} é a entropia do combustível e componentes, \bar{e} representa a exergia específica molar dos componentes da reação, disponíveis na literatura, o subscrito F refere-se ao combustível, e o sobrescrito CH refere-se à exergia química.

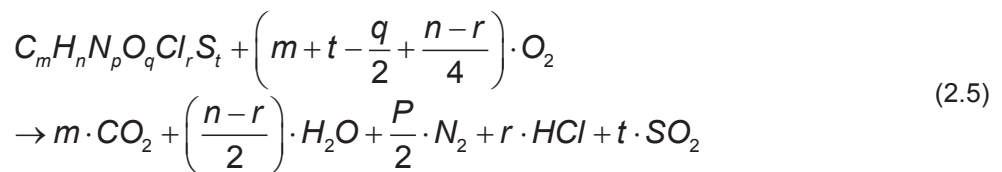
FIGURA 2.4 - Volume de controle para a determinação da exergia química do hidrocarboneto genérico $C_{aa}H_{bb}$.



FONTE: Modificado de BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996.

$$\begin{aligned} \bar{e}_F^{CH} = & \overline{PCS}(T_0, p_0) - T_0 \cdot \left[\bar{s}_f + \left(aa + \frac{bb}{4} \right) \cdot \bar{s}_{O_2} - aa \cdot \bar{s}_{CO_2} - \frac{bb}{2} \cdot \bar{s}_{H_2O(l)} \right] (T_0, p_0) \\ & + \left\{ aa \cdot \bar{s}_{CO_2}^{CH} + \frac{bb}{2} \cdot \bar{s}_{H_2O(l)}^{CH} - \left(aa + \frac{bb}{4} \right) \cdot \bar{s}_{O_2}^{CH} \right\} \end{aligned} \quad (2.4)$$

Para a determinação da exergia química de combustíveis sólidos, deve-se levar em consideração que sua combustão envolverá outros elementos além de carbono, hidrogênio e oxigênio. EBOH; AHLSTRÖM; RICHARDS, 2016, sugerem uma metodologia para a determinação da exergia química de RSU. A partir da composição química dos RSU pode-se sugerir que sua combustão completa ocorra como segue na Eq. (2.5):



onde m, n, p, q, r, t representam as frações molares (kmol/kg) no RSU de carbono, hidrogênio, nitrogênio, oxigênio, cloro e enxofre, respectivamente, e são determinados pelas Eq. (2.6) a Eq. (2.11), onde C, H, N, O, Cl , e S são as frações mássicas em base seca, sem cinzas, de cada elemento no combustível.

Tem-se que o balanço de energia na combustão completa e a exergia dos RSU são dados pelas Eq. (2.12) e Eq. (2.13), onde W e Q são o trabalho e calor, h_0 e s_0 são a entalpia padrão e entropia padrão de cada componente. O modelo para a exergia é baseado no poder calorífico superior (PCS) do RSU, e o termo de entropia

padrão para os RSU, s_{RSU}^0 , é determinado para cada tipo de resíduo, e seus modelos expostos na TABELA 2.4. Esses diferentes modelos se fazem necessários para diferentes tipos de resíduos sólidos devido às diferentes ligações químicas presentes na matéria orgânica que os compõem.

$$m = \frac{0,01 \cdot C}{12,011} \quad kmol / kg \quad (2.6)$$

$$n = \frac{0,01 \cdot H}{1,008} \quad kmol / kg \quad (2.7)$$

$$p = \frac{0,01 \cdot N}{14,007} \quad kmol / kg \quad (2.8)$$

$$q = \frac{0,01 \cdot O}{15,999} \quad kmol / kg \quad (2.9)$$

$$r = \frac{0,01 \cdot Cl}{35,45} \quad kmol / kg \quad (2.10)$$

$$t = \frac{0,01 \cdot S}{32,066} \quad kmol / kg \quad (2.11)$$

$$W = Q + h_{RSU}^0 + \left(m + t - \frac{q}{2} + \frac{n-r}{4} \right) \cdot h_{O_2}^0 - m \cdot h_{CO_2}^0 - \left(\frac{n-r}{2} \right) \cdot h_{H_2O}^0 - \frac{p}{2} h_{N_2}^0 - r \cdot h_{HCl}^0 - t \cdot h_{SO_2}^0 \quad (2.12)$$

$$\begin{aligned} e_{RSU} = & m \left[(e_{CO_2}^0 + T_0 \cdot s_{CO_2}^0) - (e_{O_2}^0 + T_0 s_{O_2}^0) \right] + \frac{n}{2} \left[(e_{H_2O}^0 + T_0 s_{H_2O}^0) - \frac{1}{2} (e_{O_2}^0 + T_0 s_{O_2}^0) \right] \\ & + \frac{q}{2} (e_{O_2}^0 + T_0 s_{O_2}^0) + \frac{p}{2} (e_{N_2}^0 + T_0 s_{N_2}^0) + t \left[(e_{SO_2}^0 + T_0 s_{SO_2}^0) - (e_{O_2}^0 + T_0 s_{O_2}^0) \right] \\ & - \frac{r}{2} \left[(e_{H_2O}^0 + T_0 s_{H_2O}^0) - \frac{1}{2} (e_{O_2}^0 + T_0 s_{O_2}^0) - 2(e_{HCl}^0 + T_0 s_{HCl}^0) \right] \\ & + PCS_{RSU} - T_0 s_{RSU}^0 \quad (kJ / kg) \end{aligned} \quad (2.13)$$

A determinação do PCS do combustível, por sua vez, também é feita para diferentes tipos de resíduos. Para a combustão de carvão e lenha, BAZZO, 1995, propõe um modelo linear baseado na fração mássica em base seca de carbono, hidrogênio, oxigênio e enxofre, tal como a Eq. (2.14). Os resultados obtidos foram contrastados com os dados experimentais de PCS em 98 amostras de biomassa disponíveis em CHANNIWALA; PARIKH, 2002; PARIKH; CHANNIWALA; GHOSAL,

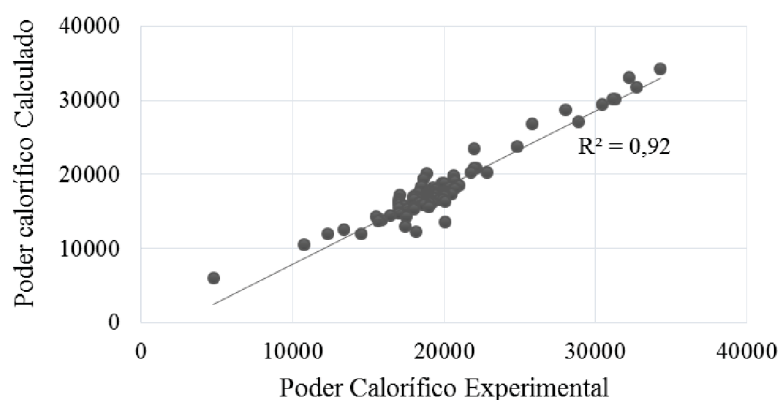
2005. A boa conformidade da Eq. (2.14) com os dados experimentais, mostrada na FIGURA 2.5, indica que esta equação é adequada para a determinação do PCS de diversos resíduos provenientes da silvicultura, onde o coeficiente de determinação da regressão linear encontrado foi 0,92.

TABELA 2.4 - Entropias padrão para diferentes tipos de RSU.

Tipo de Resíduos	Entropia padrão (kJ/kg)
Plástico	$s_{RSU}^0 = 0,0087C + 0,0753H + 0,0134O + 0,0077N + 0,0084Cl$
Borracha e têxtil	$s_{RSU}^0 = 0,0097C + 0,0635H + 0,0128O + 0,0136N + 0,0165S$
Papel e madeira	$s_{RSU}^0 = 0,0162C + 0,0116H + 0,0081O + 0,00691Cl$
Alimentos	$s_{RSU}^0 = 0,0065C + 0,0808H + 0,0127O + 0,0101N + 0,0100S$
Resíduos mistos	$s_{RSU}^0 = 0,0101C + 0,0630H + 0,0106O + 0,0108N + 0,0155S + 0,0084Cl$

FONTE: EBOH et al., 2016

FIGURA 2.5 - PCI calculado pela Eq. (2.14), e dados experimentais.



FONTE: Modificado de :STEVE CLARKE; FERNANDO PRETO, 2015; VIJAY KRISHNA MOKA, 2012.

EBOH; AHLSTRÖM; RICHARDS, 2016, verificam entre nove modelos para a quantificação do PCS de RSU em geral, incluindo o modelo da Eq. (2.14), o que melhor se adapta às medições de 30 amostras de biomassa. Obteve-se como melhor

modelo o exposto na Eq. (2.15), em kJ/kg, onde o coeficiente de determinação da regressão linear encontrado foi 0,95.

$$PCS = 33900C + 141800\left(H - \frac{O}{8}\right) + 9200S \quad (2.14)$$

$$PCS = 36.400C + 86.300H - 7.500O + 2.800N - 163.300S + 6.200Cl \quad (2.15)$$

Ao se analisar a exergia de todos os pontos de um processo térmico pode-se classificar a exergia de entrada, proveniente da fonte de energia, como a exergia do combustível, \dot{E}_F (kW), exergia dos produtos (\dot{E}_p), exergia destruída (\dot{E}_D), e exergia perdida, (\dot{E}_L), que se relacionam de acordo com a Eq. (2.16). Como exergia do combustível pode-se entender a exergia proveniente de todos os elementos que darão origem ao produto, apenas nas quantidades em que contribuem para o processo. Tomando uma câmara de combustão como exemplo, se classificará como exergia do combustível a soma da exergia do próprio combustível e do ar de queima. A exergia do produto será os gases quentes de combustão. A eficiência exergética, ϵ_e , ou eficiência de 2ª lei, é determinada como a relação entre a exergia dos produtos e a exergia do combustível, como descrito na Eq. (2.17). Esta eficiência pode ser compreendida como um quantificador da fração da exergia que foi transferida do combustível para o produto, ou a redução, a partir do 100%, da exergia que foi destruída ou perdida. Classifica-se como exergia perdida o potencial de exergia que não se aproveita devido às próprias características do sistema e do ambiente, como por exemplo, exergia perdida por transferência de calor no isolamento térmico, perda de exergia em purgas, perda de exergia por perda de carga etc. Entende-se por exergia destruída a parcela de potencial de trabalho não gerado devido a geração de entropia nos processos de troca de calor, válvulas de expansão e irreversibilidades dos equipamentos. Ambas as fontes de perda de exergia podem ser reduzidas, o que acarretará maiores custos de equipamentos ou processos.

$$\dot{E}_F = \dot{E}_P + \dot{E}_D + \dot{E}_L \quad (2.16)$$

$$\varepsilon_E = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_F} = 1 - \frac{\dot{E}_D + \dot{E}_L}{\dot{E}_F} \quad (2.17)$$

2.4 ANÁLISE EXERGÉTICA E EXERGEOECONÔMICA

Muitos ramos das engenharias preocupam-se em redução de custos de seus sistemas e processos, já que apenas alguns poucos nichos se permitem a ter eficiência máxima sem considerar os custos envolvidos em todas as etapas. Em sua maior parte de atuação, as engenharias devem buscar o equilíbrio entre boa eficiência e custos aceitáveis de produção e manutenção. Nesse sentido, na busca por melhorar os parâmetros que regem os sistemas térmicos dentro das limitações financeiras, que são fundamentais na escolha de um processo ou outro, surge a análise exergoeconômica.

O termo análise exergoeconômica foi primeiramente utilizado por TSATSARONIS, 1984, para diferenciar as análises termoeconômicas, que geralmente baseavam-se apenas na 1ª Lei da Termodinâmica, seguida de uma análise econômica. A análise exergoeconômica, por sua vez, utiliza-se dos conceitos da 2ª Lei da Termodinâmica. BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996, consideram que a análise exergoeconômica é uma abordagem que utiliza da exergia para guiar uma melhoria de eficiência financeira dos sistemas. Esse tipo de análise objetiva-se a quantificar os custos de cada um dos diferentes produtos gerados em um sistema, compreender o fluxo dos custos e sua formação, otimizar parâmetros específicos dentro do sistema, ou otimizar todo um sistema.

HOLANDA, 2003, analisou o potencial de cogeração de vapor de processo e eletricidade para a região industrial de Guaratinguetá – SP utilizando a energia proveniente da incineração de RSU. Para essa pesquisa foi utilizada a abordagem da análise exergoeconômica e exergoambiental juntamente com uma programação mista linear-inteira para minimização de custos ambientais, operacionais e de investimentos do sistema. Verificou-se que para a quantidade de lixo urbano incinerável gerado na região de Guaratinguetá contribuindo no fornecimento energético de um ciclo combinado não se atingiria a viabilidade de implementação, com um tempo de retorno de investimento variando de 29 a 47 anos. Para uma configuração mais simples,

composta apenas de um ciclo de potência a vapor operando em cogeração, considerando uma quantidade de lixo urbano incinerável 4 vezes mais abundante do que a gerada na região em questão, e contando ainda com uma tarifa de venda de eletricidade mais elevada (que se justificaria pelos benefícios do serviço prestado à região), conseguiu-se um tempo de retorno de investimento de 4 a 6,5 anos. Ressalta-se que parte desta inviabilidade econômica da abordagem inicial se deve à não inclusão da renda que poderia ser obtida com o serviço de incineração, além dos elevados custos relacionados ao tratamento adequado dos gases de combustão.

FENG et al., 2015, realizaram uma análise termoeconômica baseada na análise exergética e no custo nivelado de energia (CNE) para investigar ciclos Rankine orgânicos de baixa temperatura utilizando os fluidos R245fa, pentano e suas misturas, estando a fonte quente deste trabalho a 150°C. O custo nivelado de energia leva em consideração o custo total do sistema e sua manutenção dividido pela geração líquida de potência. Quatro fatores importantes de projeto foram analisados na forma como afetavam o custo nivelado de energia, foram eles: temperatura de saída do evaporador, temperatura de condensação, valor de *pinch point* e grau de superaquecimento. A temperatura de saída do evaporador influenciou o CNE de forma não linear pois aumenta o grau de superaquecimento do fluido de trabalho. Inicialmente esse grau de superaquecimento resultou na diminuição da área de trocador de calor necessário, reduzindo o CNE. A partir de certo ponto, o aumento na temperatura de saída do evaporador leva a níveis de superaquecimento muito grandes que diminuiu o trabalho convertido no expensor devido a particularidades de comportamento do fluido nessa região de temperatura, reduzindo o trabalho líquido gerado pela planta térmica, e consequentemente, aumentando o CNE. Mudança na temperatura do condensador e valor de *pinch point* não levaram a variações relevantes no trabalho. Para todos os testes o comportamento do sistema para os 3 fluidos de trabalho (ambos puros, e mistura 50%/50%) se mostraram semelhantes, operando em níveis de CNE distintos. Em relação a composição do fluido de trabalho, pode-se observar que ambos os fluidos puros apresentaram CNE menores do que para os fluidos misturados em quaisquer proporções.

O tratamento de águas residuais, sejam de procedência urbana ou agroindustrial sempre representou um desafio ambiental devido a sua grande quantidade de matéria orgânica que não pode ser liberada diretamente na natureza. Contudo esse material representa também um potencial de geração de energia, já que

pode ser utilizado para gerar gás natural ao passo que se torna um material de mais fácil eliminação na natureza. ABUSOGLU; DEMIR; KANOGLU, 2012, analisaram uma planta municipal de tratamento de esgoto utilizando a metodologia baseada na análise exergoeconômica descrita em BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996. Para isso foram identificados os valores de energia e exergia de todos os pontos que definem o sistema, bem como a determinação dos custos de entrada e saída de todos os componentes, para poder relacionar a exergia do escoamento aos custos envolvidos. A análise permitiu identificar os pontos do sistema onde ocorriam as maiores destruições de exergia, indicando os principais focos de potencial melhoria, que são basicamente os motores elétricos, sopradores de ar para os tanques de aeração e bomba para movimentação do lodo. No tratamento dos 2566 kg/s de esgoto doméstico produz-se 0,212 kg/s de biogás, com um potencial energético de 6653 kW, fornecendo 48% da demanda energética da instalação. Apesar da baixa eficiência exergética do sistema (34%) a instalação analisada consegue gerar gás natural a partir de um produto com valor exergoeconômico nulo. O gás natural gerado na instalação possui um custo de 6,3 \$/GJ enquanto a eletricidade comprada era comercializada a 27,0 \$/GJ.

COLMENAR-SANTOS et al., 2016, também analisam a utilização de águas residuais para atingir metas de geração de energias renováveis no cenário europeu, visando reduzir os depósitos de matéria orgânica nos aterros sanitários e reduzir as emissões de CO₂ proveniente de combustíveis fósseis. Os autores utilizam a abordagem da análise exergoeconômica para verificar a viabilidade de utilização de biogás gerado a partir do tratamento de esgoto urbano para geração de vapor e posterior uso em um motor Stirling. O sistema simulado conta ainda com um evaporador de calor de recuperação dos gases de combustão. É considerada uma capacidade de 2150 m³ de biogás para geração de 3798 kg/h de vapor a 175°C e a 8500 kPa. A análise termodinâmica mostrou que a geração de entropia no queimador deve-se majoritariamente às irreversibilidades internas, já que a entropia gerada para os casos adiabáticos e não adiabáticos são praticamente idênticas (6698 kW/K para 6699 kW/K). O mesmo já não se pode dizer da entropia gerada no evaporador de recuperação, cuja geração de entropia partiu de 0,018 kW/K, para o caso adiabático, para 127 kW/K para o caso não adiabático. Contudo, o custo exergético do produto do evaporador principal é muito maior do que o custo exergético do produto do evaporador de recuperação, já que no primeiro as taxas de irreversibilidades são

muito maiores. Os maiores fluxos de exergia correspondem ao próprio gás natural seguido dos gases de combustão. Os indicadores exergoeconômicos indicam que o uso do evaporador de recuperação de calor é um acerto na configuração da planta.

A análise exergoeconômica se mostra uma ferramenta adequada para analisar a viabilidade energética e econômica de sistemas multicomponentes, com diversas entradas e diversas saídas de energia e produtos, como mostram CALISE et al., 2016. Os autores investigam uma instalação de poligeração que fornece eletricidade, calor, água potável por dessalinização e capacidade de refrigeração para uma pequena comunidade utilizando uma abordagem solar-geotérmica como fonte de energia. O sistema opera com um ciclo Rankine orgânico de temperatura moderada (160°C para a fonte geotérmica e até 180°C para a saída do campo solar com calhas parabólicas). O fluido geotérmico é responsável pelo transporte de calor da fonte geotérmica, mas também pelo transporte de calor no aquecimento, refrigeração e fornecimento de energia para a planta de dessalinização de água do mar. O modelo da planta térmica completa foi modelado utilizando o programa TRANSYS que se justifica pela natural intermitência dos sistemas que operam baseados em energia solar. Devido à baixa eficiência exergética do uso de energia solar, o sistema completo terá sua eficiência tão mais afetada negativamente quanto maior for a participação da energia solar. Os maiores responsáveis pela destruição de exergia no sistema são o ciclo Rankine orgânico, o trocador de calor secundário que conecta fonte geotérmica ao dessalinizador e *chiller* de absorção, e com a maior contribuição, o campo solar. O custo exergoeconômico da eletricidade e da água dessalinizada são menores durante o verão devido à maior oferta de energia renovável que pode ser aproveitada. Devido ao alto custo da instalação completa o custo da eletricidade gerada acaba sendo muito alto e pouco competitiva. Contudo, o preço obtido para a água dessalinizada é competitivo quando comparado a outras fontes alternativas de energia, podendo ser adotada como uma alternativa para regiões isoladas.

ELSAFI, 2015, aplica a análise exergoeconômica para demonstrar a viabilidade econômica de um sistema inovador que se utiliza de energias alternativas. O autor segue a metodologia de análise proposto por LAZZARETTO; TSATSARONIS, 2006. O trabalho exemplifica o desafio tecnológico a ser vencido na conversão da energia renovável do Sol em energia térmica em uma planta que opera com geração direta de vapor em calhas parabólicas em um ciclo Rankine. Esse é um desafio comumente encontrado em sistemas que aproveitam as fontes alternativas de

energia, devido à baixa densidade energética da fonte. A análise exergoeconômica demonstrou que os concentradores solares do tipo calha parabólica são os maiores destruidores de exergia desse sistema, 86%, contra 5,6% do condensador. O baixo fator exergoeconômico apresentado pelo condensador indica que seria mais rentável para o sistema investir na diminuição das irreversibilidades do condensador investindo em um equipamento com maior custo de capital.

TRINDADE et al., 2018 tomaram como base para seus estudos uma planta térmica movida a RSU localizada na cidade de Santo André, São Paulo, já exposta na Seção 2.1. Na análise exérgica os autores consideraram que os gases quentes que saem pela chaminé resultam em uma perda de exergia para a caldeira, enquanto os trocadores de calor posteriores à caldeira amenizam essa perda. Consideraram também que o condensador não possui nem produto e nem combustível, e classificam como perdida a exergia do fluido frio que é lançado ao ambiente após ter condensado o vapor. A contribuição de cada equipamento na exergia perdida é fornecida, sendo que a caldeira representa 80,67%, seguida pela turbina com 6,28%, do economizador com 5,98%, superaquecedor com 3,53%, condensador com 2,5%, desaerador 1,01% e as duas bombas 0,02%. Apesar da grande parcela de destruição de exergia na caldeira, os autores decidem não realizar a análise exérgica neste equipamento por não ser possível diminuir a destruição de exergia da combustão mantendo-se as restrições do sistema real. Analisando para cada equipamento a destruição endógena e exógena de exergia os autores concluíram que 28% da exergia destruída na turbina poderia ser reduzida, 12% no economizador e 81% no superaquecedor. Apesar de não indicar diretamente as possíveis modificações a serem feitas nos equipamentos, os autores identificam a oportunidade de melhorar em 2% a eficiência térmica de todo o sistema.

Para executar a análise exergoeconômica é preciso verificar o fluxo dos custos ao longo das linhas do sistema, ponderados pelo fluxo exérgico. Faz-se um balanço de custos nos equipamentos de forma similar ao balanço de energia e exergia. O fluxo de custos de um sistema qualquer em regime permanente é dado como segue, pela Eq. (2.18). Nesta equação, \dot{C} , dado em \$/h, representa a taxa de custos associados à exergia, enquanto que \dot{Z} representa a taxa de custos não exérgicos, tais como capital de investimento (CI), e operação/manutenção (OM). Esse balanço de custos indica que a taxa de custo do produto, $\dot{C}_{P,tot}$, quando analisado

o sistema total, será igual à soma do custo do combustível, mais os outros custos de geração do produto, que são o de capital de investimento e operação/manutenção.

$$\dot{C}_{P,tot} = \dot{C}_{F,tot} + \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM} \quad (2.18)$$

A taxa de custo de exergia, \dot{C} , é determinada pelo produto entre custo médio por unidade de exergia, c (\$/kJ) e taxa de exergia \dot{E} (kJ/h) ou do produto entre custo médio por unidade de exergia, vazão mássica, \dot{m} (kg/h), e exergia específica, e (kJ/kg), como segue nas Eq. (2.19) e Eq. (2.20), para condições onde há o transporte direto de exergia, na entrada, subscrito i , ou na saída, subscrito e , de um sistema. Em condições onde o transporte de exergia ocorre por calor ou trabalho, têm-se que os fluxos de custo de exergia seguem as Eq. (2.21) e Eq. (2.22).

$$\dot{C}_e = c_e \dot{E}_e = c_e (\dot{m}_e e_e) \quad (2.19)$$

$$\dot{C}_i = c_i \dot{E}_i = c_i (\dot{m}_i e_i) \quad (2.20)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (2.21)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{Q} \quad (2.22)$$

A determinação de custos exergéticos é geralmente feita para cada componente k do sistema individualmente, onde cada uma das taxas de transporte de exergia devem ser consideradas. Tem-se que as taxas de custos exergéticos que saem de um componente será igual a taxa de custos que entram nesse equipamento somado as modificações devido ao capital de investimento mais operação e manutenção, como mostra a Eq. (2.23).

$$\sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{C}_{q,k} + \sum_i \dot{C}_{i,k} + \dot{Z}_k^{OM} + \dot{Z}_k^{CI} \quad (2.23)$$

A análise exergoeconômica exige que estimativas de custo dos equipamentos sejam feitas em função de suas características operacionais ou construtivas. Exemplos de estimativas de investimento de capital são indicadas nas Eq. (2.24) a

Eq. (2.26), (GHAFFARPOUR et al., 2018), para o custo de investimento de incinerador, turbina a vapor, e bombas. As constantes multiplicadoras em cada equação ajustam os valores dos equipamentos para valores contemporâneos ao estudo. Outras correlações são indicadas na literatura (SADEGHI et al., 2018; KIM et al., 2017; JAMIL; ZUBAIR, 2017; HOLANDA; PERRELLA BALESTIERI, 2008; ROOSEN; UHLENBRUCK; LUCAS, 2003), e serão desenvolvidas na metodologia.

$$\dot{Z}_{Cl,inc} = 1600 \cdot (\dot{m}_{bio} \cdot 0,9 \cdot 3600)^{0,67} \quad (2.24)$$

$$\dot{Z}_{Cl,turb} = 3197280 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{vap} \cdot v_{vap}}{80} \right)^{0,261} + 1,935 \times 10^{-5} \times W_{turb}^{1,543} \quad (2.25)$$

$$\dot{Z}_{Cl,pump} = 1120 \cdot W_{pump}^{0,8} \quad (2.26)$$

3 OBJETIVOS

3.1 OBJETIVO GERAL

Realizar a análise e otimização termoeconômica de sistema de geração de energia por incineração de resíduos urbanos com filtro biológico de emissões, buscando tornar essa abordagem de geração de energia renovável mais competitiva.

3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Para atingir o objetivo geral, são definidos os seguintes objetivos específicos:

- Levantamento de dados da planta instalada no NPDEAS da UFPR, juntamente com seus fabricantes e operadores, para estabelecer custos exergéticos;
- Elaborar um modelo matemático para o sistema com base na 1ª lei da termodinâmica em regime permanente;
- Elaborar modelagem exérgica e exergoeconômica;
- Realizar a otimização termoeconômica de parâmetros de projeto e operação para máximo desempenho.

4 METODOLOGIA

Neste capítulo serão descritos os detalhes da planta de incineração com filtro biológico de emissões, e a metodologia utilizada para sua modelagem e obtenção de resultados propostos nos objetivos.

Nas equações desenvolvidas neste capítulo tem-se que o termo \dot{m} representa vazão mássica em kg/h, c_p representa o calor específico médio a pressão constante em kJ/kg-K, T representa a temperatura em graus Celsius (exceto se for indicada temperatura em Kelvin), PCI representa o poder calorífico inferior do combustível indicado em kJ/kg, h representa entalpia em kJ/kg.

O cálculo do c_p médio é realizado entre as temperaturas de entrada e saída da seção analisada, de acordo com as Eq. (4.1) a Eq. (4.3), para as diferentes frações mássicas (Fm) dos componentes dos gases de combustão (produtos) e para o ar de entrada (reagentes). Essas equações e seus coeficientes estão disponíveis em WYLEN; BORGNAKKE; SONNTAG, 2009, para diferentes gases ideais em função da temperatura. O c_p das cinzas é dado por BAZZO, 1995, igual a 1,25 kJ/kg-K, constante em relação à temperatura.

$$\bar{c}_p = Fm_{CO_2} \cdot \bar{c}_{p_{CO_2}} + Fm_{H_2O} \cdot \bar{c}_{p_{H_2O}} + Fm_{SO_2} \cdot \bar{c}_{p_{SO_2}} + Fm_{N_2} \cdot \bar{c}_{p_{N_2}} + Fm_{O_2} \cdot \bar{c}_{p_{O_2}} + Fm_Z \cdot \bar{c}_{p_Z} \quad (4.1)$$

$$\bar{c}_{p,i} = \frac{1}{(T_{in} - T_{out})} \int_{T_{out}}^{T_{in}} c_{p,0,i}(T) dt \quad (4.2)$$

$$c_{p,0,i}(T) = c_0 + c_1 \cdot \left(\frac{T + 273,15}{1000} \right) + c_2 \cdot \left(\frac{T + 273,15}{1000} \right)^2 + c_3 \cdot \left(\frac{T + 273,15}{1000} \right)^3 \quad (4.3)$$

Em todas as etapas do modelo é considerado que o ar de entrada está a 25°C, 101,325 kPa e 55% de umidade relativa, o que resulta em umidade absoluta de 0,01089 kg de vapor d'água por kg de ar seco.

quentes provenientes do incinerador são direcionados a um conjunto de trocadores de calor (HX3, seguido do HX2 e HX1) onde haverá o aquecimento, evaporação e superaquecimento da água que servirá de fluido de trabalho para o ciclo Rankine de geração de potência. Além disso, o equipamento HX4 pré-aquece o ar primário e secundário do incinerador através da energia restante nos gases de combustão.

O fabricante indica as temperaturas e pressões do escoamento de água, gás de combustão e ar, de acordo com a TABELA 4.1.

TABELA 4.1 - Dados termodinâmicos de entrada do modelo. Os valores faltantes serão atualizados na seção de resultados, na TABELA 5.5.

Ponto	Temperatura [oC]	Pressão [kPa]	Vazão [kg/h]
Ar1	25	atm	-
Ar2	125	atm	-
Vent _{in}	125	atm	-
Vent _{out}	-	-	-
RSU	25	atm	-
CBG	25	atm	-
Gás3	-	atm	-
Gás5	900	atm	525
Gás6	-	atm	525
Gás7	-	atm	525
Gás8	-	atm	525
Gás9	-	atm	525
Gás10	40	atm	525
Água10	40	atm	-
Gás11	-	atm	525
Gás12	25	atm	-
Vap1	60	800	160
Vap2	150	800	160
Vap3	150	800	160
Vap4	250	800	160
Vap5	-	-	160
Liq6	-	-	160
Resf1	25	atm	-
Resf2	45	atm	-
Resf3	25	atm	-
Resf4	45	atm	-
Bio	25	atm	-
Rejeito	25	atm	-
Cinzas	T _{gás3}	atm	-

A vazão de ar é determinada pelo modelo de combustão. A temperatura do gás de combustão é determinada por balanço de energia. Além de promover a recuperação de energia dos gases quentes para a geração de potência (abordagem WtE), este conjunto de trocadores de calor permite que a temperatura dos gases de combustão seja suficientemente reduzida até 40°C para serem inseridos nos fotobiorreatores, promovendo a alta concentração de CO₂ necessária para o cultivo

das microalgas sem danificar a cultura por aquecimento. Ao ter sua temperatura reduzida para 40°C, parte do vapor dos gases de combustão proveniente da combustão e da umidade do combustível é condensado e eliminado no equipamento HX5.

O ciclone é instalado antes do FBR para reduzir a quantidade cinzas nos gases de combustão. Neste modelo, 20% da massa de cinzas é removida neste equipamento.

O último equipamento da planta é o FBR, responsável pelo cultivo das microalgas com auxílio de gases de combustão ricos em CO₂ e rejeitos da agroindústria diluídos em água como meio de cultura. O conjunto FBR aqui representado é composto por 6 unidades de 10 m³ de meio de cultivo, como mostrado na FIGURA 1.3.

4.2 MODELAGEM PELA 1ª LEI DA TERMODINÂMICA

O sistema a ser analisado abrange os componentes dos Módulos 5 e 2 da FIGURA 1.2 do NPDEAS. Estes módulos acoplados são ilustrados na FIGURA 4.1, compreendendo todo o sistema aqui analisado. O incinerador possui capacidade nominal de processamento de 50 kg/h de RSU. O incinerador é alimentado em bateladas por uma pré-câmara de incineração que alimenta a câmara principal. O incinerador é auxiliado por queimadores a gás para o início de operação. Após o incinerador, os gases quentes e o combustível já volatilizado seguem para a câmara de pós combustão, que deverá ter sua saída mantida a pelo menos 900°C, podendo contar com o auxílio de queimadores a gás se esta temperatura não for alcançada apenas com o RSU.

A eficiência do conjunto formado pelo incinerador mais câmara de pós combustão possui uma eficiência térmica de 90%, indicada pelo fabricante, na condição de projeto do equipamento. Isso significa que o equipamento consegue passar 90% de toda a energia térmica dos combustíveis para o gás quente de combustão quando este entra no sistema pré-aquecido a 125°C. A eficiência do conjunto é exposta na Eq. (4.4), enquanto que a eficiência apenas do incinerador é indicada pela Eq. (4.5).

$$\eta_{tot} = \frac{(\dot{m}_{gas5} \cdot cp_{gas} \cdot (T_{gas5} - T_0) - (\dot{m}_{ar,RSU} + \dot{m}_{ar,CBG}) \cdot cp_{vent,in} \cdot (T_{vent,out} - T_0))}{(\dot{m}_{RSU} \cdot PCI_{RSU} + \dot{m}_{CBG} \cdot PCI_{CBG})} \quad (4.4)$$

$$\eta_{inc} = \frac{\dot{m}_{gas3} \cdot cp_{gas} \cdot (T_{gas3} - T_0) - \dot{m}_{ar,RSU} \cdot h_{vent,out}}{(\dot{m}_{RSU} \cdot PCI_{RSU})} \quad (4.5)$$

A eficiência total do incinerador mais pós-combustão é função da energia que entra com ar, da energia que sai do gás no ponto gás5 e de toda a energia que entra na forma de combustíveis, tanto RSU como CBG. Enquanto a eficiência apenas do incinerador é função da energia que sai com o gás3 e da energia que entra com o RSU. A eficiência do incinerador é fornecida somente para efeitos de estudo, não realizando controle sobre o sistema.

Considerando as particularidades deste projeto, optou-se por estudar apenas a queima de RSU que não contenham quantidade significativa de cloro. Como a planta de incineração em questão não conta com lavadores de gases para retirar os compostos clorados, optou-se por limitar a incineração apenas de biomassa, onde um separador de partículas do tipo ciclone e o filtro biológico fariam a operação de modo ambientalmente seguro, sem danificar as microalgas com compostos clorados. Sendo assim, o modelo para combustão de combustíveis sólidos segue na TABELA 4.2 como desenvolvido em GALANTE, 2015, e proposto por BAZZO, 1995.

A determinação da liberação de energia pela combustão dos RSU é determinada pelas Eq. (4.6) e Eq. (4.7) a partir do poder calorífico superior (PCS) e poder calorífico inferior (PCI), (BAZZO, 1995; EBOH; AHLSTRÖM; RICHARDS, 2016).

$$PCS_{RSU} = 36400 \cdot C + 86300 \cdot H - 7500 \cdot O + 2800 \cdot N - 163300 \cdot S + 6200 \cdot Cl \quad (4.6)$$

$$PCI_{RSU} = PCS_{RSU} - 2440 \cdot (9 \cdot H + W) \quad (4.7)$$

A combustão de combustíveis gasosos foi baseada em MORAN et al., 2013, e desenvolvida para a utilização de frações de sete diferentes hidrocarbonetos comumente presentes em GLP ou gás natural, como mostrado na Eq. (4.17). Nesta equação o termo a corresponde à fração molar de ar nos reagentes, b , cc , d e g

correspondem às frações molares de CO₂, H₂O, N₂ e O₂, respectivamente, nos produtos. Os índices *met*, *et*, *prop*, *but*, *pent* correspondem aos hidrocarbonetos metano, etano, propano, butano e pentano, além de *propeno* e *buteno*. Os termos *F* correspondem às frações mássicas de cada um dos componentes indicados do combustível.

TABELA 4.2 - Modelagem da quantidade de ar e gases da combustão de combustíveis sólido.

Massa de ar estequiométrica para a queima do combustível a base de carbono, hidrogênio, oxigênio e enxofre, [kg/kg _{cb}]. Função também do carbono não queimado, C _{nq} .	$m_{ar}^* = 138,23 \left[\frac{C - C_{nq}}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} + \frac{O}{32} \right] \quad (4.8)$
Massa de gás estequiométrica gerada pela combustão, [kg/kg _{cb}].	$m_{gás}^* = m(CO_2) + m(SO_2) + m^*(H_2O) + m^*(N_2) \quad (4.9)$
Massa de CO ₂ gerada na combustão, [kg/kg _{cb}].	$m(CO_2) = \frac{44}{12}(C - C_{nq}) \quad (4.10)$
Massa de SO ₂ gerada na combustão, [kg/kg _{cb}].	$m(SO_2) = \frac{64}{32}S \quad (4.11)$
Massa estequiométrica de H ₂ O gerada na combustão, [kg/kg _{cb}]. Em função da umidade do combustível, W.	$m^*(H_2O) = W + 9H \quad (4.12)$
Massa estequiométrica de N ₂ gerada na combustão, [kg/kg _{cb}]. Considerando que a atmosfera é composta de 76,85% em massa de nitrogênio.	$m^*(N_2) = 0,7685m_{ar}^* + N \quad (4.13)$
Excesso de ar.	$ex = \frac{m_{ar}}{m_{ar}^*} \quad (4.14)$
Massa de gás gerada na combustão, [kg/kg _{cb}]. Função do excesso de ar e, e umidade absoluta do ar, ω _{ar} .	$m_{gás/cb} = m_{gas}^* + (ex - 1)m_{ar}^* + ex \cdot m_{ar}^* \cdot \omega_{ar} \quad (4.15)$
Massa de gás gerada na combustão de combustíveis sólidos, [kg/s].	$\dot{m}_{gas,cb} = m_{gás/cb} \cdot \dot{m}_{cb} \quad (4.16)$

FONTE: (BAZZO, 1995; GALANTE, 2015).

$$\begin{aligned}
 &F_{met} \cdot CH_4 + F_{et} \cdot C_2H_6 + F_{prop} \cdot C_3H_8 + F_{propeno} \cdot C_3H_6 + F_{but} \cdot C_4H_{10} + \\
 &F_{buteno} \cdot C_4H_8 + F_{pent} \cdot C_5H_{12} + F_{CO_2} \cdot CO_2 + F_{N_2} \cdot N_2 + F_{H_2O} \cdot H_2O + \\
 &ex \cdot a \cdot [O_2 \cdot (1 - \omega_{ar}) + 3,76 \cdot N_2 \cdot (1 - \omega_{ar}) + \omega_{ar} \cdot H_2O] = \\
 &= b \cdot CO_2 + cc \cdot H_2O + d \cdot N_2 + g \cdot O_2
 \end{aligned} \quad (4.17)$$

O balanceamento da equação para combustão é dado pela solução dos termos *b*, *cc*, *d* e *g*, nas Eq. (4.18) a Eq. (4.21).

$$b = F_{met} + 2 \cdot F_{et} + 3 \cdot F_{prop} + 3 \cdot F_{propeno} + 4 \cdot F_{but} + 4 \cdot F_{buteno} + 5 \cdot F_{pent} + F_{CO2} \quad (4.18)$$

$$2 \cdot cc = 4 \cdot F_{met} + 6 \cdot F_{et} + 8 \cdot F_{prop} + 10 \cdot F_{but} + 12 \cdot F_{pent} + 2 \cdot a \cdot ex \cdot \omega_{ar} + 2 \cdot F_{H2O} \quad (4.19)$$

$$2 \cdot b + cc + 2 \cdot g = 2 \cdot F_{CO2} + 2 \cdot a \cdot ex \cdot (1 - \omega_{ar}) + a \cdot ex \cdot \omega_{ar} \quad (4.20)$$

$$2 \cdot d = 2 \cdot F_{N2} + 2 \cdot 3,76 \cdot (1 - \omega_{ar}) \cdot a \cdot ex \quad (4.21)$$

A fração molar entre ar e combustível (\overline{AF}) nos reagentes da combustão é dada pela Eq. (4.22), também presente como um dos termos que compõem a reação de combustão na Eq. (4.17). A partir da relação ar combustível molar é possível determinar a vazão mássica de ar (kg/s) necessária para a combustão, já considerando o excesso de ar, como descrito na Eq. (4.23), em função da massa molar (MM) do combustível e do ar e também da vazão mássica (\dot{m}) de combustível gasoso (CBG). A massa molar do CBG é determinada em função da fração mássica de cada um dos seus hidrocarbonetos constituintes. Respeitando a conservação da massa, tem-se que a vazão de gás de combustão proveniente do CBG é dada pela soma entre a vazão de ar de combustão e a vazão de combustível, como mostra a Eq. (4.24).

$$\overline{AF} = ex \cdot a \cdot (O_2 \cdot (1 - \omega_{ar}) + 3,76 \cdot N_2 \cdot (1 - \omega_{ar}) + \omega_{ar} \cdot H_2O) \quad (4.22)$$

$$\dot{m}_{ar,CBG} = \overline{AF} \cdot \frac{(MM_{ar,CBG})}{(MM_{CBG})} \cdot \dot{m}_{CBG} \quad (4.23)$$

$$\dot{m}_{gás,CBG} = \dot{m}_{ar,CBG} + \dot{m}_{CBG} \quad (4.24)$$

A composição dos gases de combustão é calculada separadamente para cada escoamento e para cada componente dos gases de combustão. Isso se faz necessário para o cálculo das propriedades da mistura de gases e para quantificar a liberação de CO₂, por exemplo, como exemplifica a Eq. (4.25). A fração mássica de CO₂, e dos outros gases provenientes do RSU, é dada pela Eq. (4.26), baseada nas equações da TABELA 4.2. As frações mássicas de CO₂, e dos outros componentes,

provenientes do CBG são determinadas como mostra a Eq. (4.27), em função da massa molar média do gás proveniente do CBG, $MM_{gás,CBG}$, mostrada na Eq. (4.28).

$$Fm_{CO_2} = \frac{\dot{m}_{gás,RSU} \cdot Fm_{CO_2,RSU} + \dot{m}_{gás,CBG} \cdot Fm_{CO_2,CBG}}{\dot{m}_{gás,RSU} + \dot{m}_{gás,CBG}} \quad (4.25)$$

$$Fm_{CO_2,RSU} = m(CO_2)/m_{gás/cb} \quad (4.26)$$

$$Fm_{CO_2,CBG} = b \cdot MM_{CO_2} / MM_{gás,CBG} \quad (4.27)$$

$$MM_{gás,CBG} = b \cdot MM_{CO_2} + cc \cdot MM_{H_2O} + d \cdot MM_{N_2} + g \cdot MM_{O_2} \quad (4.28)$$

A determinação do PCI do combustível gasoso é feita com base na entalpia de formação produtos, \bar{h}_f^o , e dos reagentes $h_{R,CBG}$, como segue nas Eq. (4.29) e Eq. (4.30). O calor de formação dos reagentes é obtido em função da fração mássica de cada um dos n componentes constituintes. Os valores de entalpia de formação dos componentes são obtidos em MORAN et al., 2013.

$$PCI_{CBG} = b \cdot \bar{h}_{f,CO_2}^o + cc \cdot \bar{h}_{f,H_2O(v)}^o - h_{R,CBG} \quad (4.29)$$

$$h_{R,CBG} = \sum F_n \cdot \bar{h}_{f,n}^o \quad (4.30)$$

Desta forma, a partir da quantidade de combustível a ser queimada, determinada por balanço de energia, e a partir da composição química dos combustíveis, é possível determinar a quantidade necessária de ar a ser injetada no incinerador, bem como a quantidade de gás gerado pela combustão. Conhecer a vazão mássica dos gases permite modelar o ventilador, determinar a velocidade do escoamento e dimensionar os trocadores de calor.

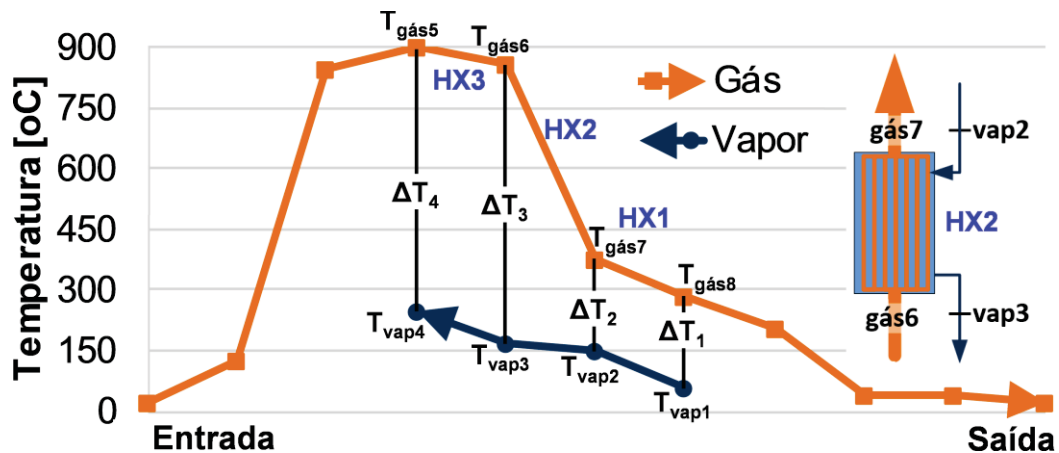
Ambos o incinerador e a câmara de pós combustão são alimentados com ar pelo ventilador, podendo ser pré-aquecido pelo trocador HX4. O ventilador tem sua relação de vazão e pressão de acordo com a Eq. (4.31), onde $P_{vent,out}$ é a pressão de saída do ventilador e \dot{V} é a vazão volumétrica por hora de ar de combustão.

$$P_{vent,out} = -0,0005 \cdot \dot{V}^2 - 0,1989 \cdot \dot{V} + 390,3 \quad (4.31)$$

As perdas de carga do escoamento de ar e água não foram consideradas neste trabalho, havendo apenas uma elevação de pressão na saída do ventilador, e pressões constantes nas diferentes seções do ciclo Rankine.

O dimensionamento dos trocadores de calor começa pelo balanço de energia para que se determine as temperaturas de entrada e saída dos equipamentos. De posse dessas temperaturas é possível aplicar o método ϵ -NUT descritos em INCROPERA, 2008. Para este modelo, foram consideradas as áreas de troca de calor para todos os equipamentos iguais a 10 m², já que apenas a variação da área de troca térmica é relevante. A FIGURA 4.2 mostra as diferenças de temperatura na entrada e saída dos três trocadores de calor da caldeira e ilustra o trocador de calor HX2 que opera como evaporador.

FIGURA 4.2 – Temperatura dos escoamentos de gás e água ao longo do sistema e detalhe dos escoamentos do trocador de calor HX2.



FONTE: o autor.

Cada uma das diferenças de temperaturas são aplicadas no método ϵ -NUT exemplificado entre as Eq. (4.32) a Eq. (4.37). Com o conhecimento das temperaturas de entrada e saída é possível calcular ϵ e a média logarítmica da diferença de temperatura, ΔT_{ML} . Para o caso específico do trocador de calor HX2, em que ocorre mudança de fase, usa-se a Eq. (4.34). Os outros trocadores de calor do sistema são modelados como casco e tubo, de acordo com a Eq. (4.35). Conhecendo-se a capacitância global (UA) e adotando-se a área de troca térmica igual a 10 m², pode-

se manter constante o valor do coeficiente global de transferência de calor (U), que as temperaturas de entrada e saída dos trocadores de calor serão estimadas pela Eq. (4.37). Manter o valor de U constante permite encontrar a área de troca térmica necessária para diferentes temperaturas e quantidade de calor trocada, o que permitirá a otimização do trocador de calor para diferentes condições.

$$\varepsilon = \frac{T_{in,hot} - T_{out,hot}}{T_{in,hot} - T_{out,cold}} \quad (4.32)$$

$$\Delta T_{ML} = (\Delta T1 - \Delta T2) / \ln(\Delta T1 / \Delta T2) \quad (4.33)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (4.34)$$

$$NUT = \frac{-1}{\sqrt{1+c^2}} \cdot \ln \left(\frac{2/\varepsilon - 1 - c - \sqrt{1+c^2}}{2/\varepsilon - 1 - c + \sqrt{1+c^2}} \right) \quad (4.35)$$

$$NUT = UA / C_{min} \quad (4.36)$$

$$\dot{Q} = UA \cdot \Delta T_{ML} \quad (4.37)$$

O ciclo Rankine é modelado pela metodologia descrita vastamente na literatura, (ÇENGEL et al., 2013; MORAN et al., 2013; WYLEN; BORGNAKKE; SONNTAG, 2009). A particularidade se encontra na determinação da pressão de condensação do ciclo, a qual foi determinada de forma que a bomba com eficiência isentrópica de 75% retornasse ao ciclo o fluido de trabalho na pressão de 800 kPa e temperatura de 60°C, para atender as condições de projeto fornecida pelo fabricante dos trocadores de calor. Essa abordagem resulta na pressão de condensação ao redor de 20 kPa. Para que o sistema operasse na pressão de projeto inicial do condensador (15 kPa) seria necessário um pré-aquecimento da água de alimentação para que T_{vap1} fosse igual a 60°C. A expectativa da primeira versão da turbina projetada é que esta tenha uma baixa eficiência na geração de potência. Sendo assim, a eficiência isentrópica da turbina foi determinada em 55% para fornecer um título alto (99%), seguro e com baixa eficiência.

O ciclone foi modelado como um equipamento adiabático que opera como um separador de partículas, admitindo equilíbrio térmico entre a fase sólida (cinzas) e os gases de combustão ($T_z = T_{gás10}$), como mostra a Eq. (4.38).

$$\dot{m}_{gás5} \cdot cp_{gás} \cdot (T_{gás10} - T_0) - \dot{m}_z \cdot cp_z \cdot (T_z - T_0) = (\dot{m}_{gás5} - \dot{m}_z) \cdot cp_{gás} \cdot (T_{gás11} - T_0) \quad (4.38)$$

O modelo para o FBR desconsidera as trocas térmicas neste equipamento. O único fluido transportado através do FBR que possui temperatura diferente de 25°C é o escoamento a $T_{gás11}$, que entra com temperatura igual a 40°C. Apesar da constante incidência solar ao longo do dia, entende-se que esta consideração é adequada devido à grande circulação do fluido no equipamento, suficiente ventilação entre os tubos e perda de calor durante a noite.

O FBR é modelado como um consumidor de CO₂ dos gases de combustão e como um produtor de biomassa. Ambos parâmetros são dependentes da incidência solar global sobre o equipamento, descritos pelas Eq. (4.39) e Eq. (4.40), baseados em SUGAI, 2012. Os termos $e_{CO_2,cons,m^3,h}$ e $\mu_{bio,prod,m^3,h}$ representam a taxa de consumo de CO₂ e produção de biomassa por m³ de meio de cultivo a cada hora, respectivamente. O termo I_{sol} representa a incidência global (composta pela incidência solar direta mais a difusa) enquanto que I_{max} representa a maior incidência solar no ano meteorológico típico, excluindo-se 1% dos valores locais mais elevados (0,956 kW/m²). O termo exponencial atribui o comportamento de fotoinibição para I_{sol} maiores do que I_{max} . Os termos $e_{CO_2,max}$ e $\mu_{bio,max}$ são ajustados de acordo com dados experimentais presentes na TABELA 2.2 para FBR provenientes de CHISTI, 2007, na simulação anual dos FBR para a cidade de Almeria. Ao modelo foram inseridos os dados experimentais para se obter a absorção de CO₂ e produção de biomassa anuais indicados pela referência, permitindo ajustar os termos de $e_{CO_2,max}$ e $\mu_{bio,max}$. Após estes ajustes, o modelo calibrado foi testado para as condições de construção deste trabalho e para as condições meteorológicas de Curitiba.

$$e_{CO_2,cons,m^3,h} = (e_{CO_2,max} \cdot I_{sol} / I_{max}) \cdot EXP(1 - I_{sol} / I_{max}) \quad (4.39)$$

$$\mu_{bio,prod,m^3,h} = (\mu_{bio,max} \cdot I_{sol} / I_{max}) \cdot EXP(1 - I_{sol} / I_{max}) \quad (4.40)$$

Os trabalhos realizados anteriormente, abordados pela revisão bibliográfica, fornecem importantes parâmetros que guiam o projeto e análise termoeconômica, como os intervalos de temperatura de gases de combustão para a não geração de dioxinas e óxidos nitrosos, os parâmetros econômicos de taxaço de serviços de incineração e tratamento de esgoto que podem contribuir para a melhor viabilidade econômica do projeto. A elaboração deste modelo é possível a partir do levantamento de dados com os fabricantes dos sistemas e fornecedores de eletricidade e combustível no cenário local. Essa tomada de dados permitirá que sejam determinados os custos exergeticos, custos de investimento de capital e operação e manutenção dos equipamentos.

4.3 MODELAGEM EXERGÉTICA E EXERGEOCONÔMICA

Esta seção segue a metodologia descrita em BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996, e exige que os estados termodinâmicos de todos os pontos do sistema estejam determinados, com suas respectivas vazões mássicas. Como mostra a Eq. (2.3), é necessário que se conheça a entalpia e entropia para se determinar a fração física da exergia específica (kJ/kg). A determinação da exergia química específica, e^{ch} , dos escoamentos é determinada pelo produto da fração mássica (Fm) com exergia química em padrão molar (kJ/kmol) de cada um dos n componentes, dividido por sua massa molar (MM), como descrito na Eq. (4.41). A exergia química será modificada apenas se houver variação na composição do escoamento.

$$e^{ch} = \sum \frac{Fm_n \cdot \bar{e}_n^{ch}}{MM_n} \quad (4.41)$$

O cálculo do fluxo de exergia neste trabalho é determinado em kJ/h, para facilitar a análise exergoeconômica que tem a hora como unidade elementar de tempo. O fluxo de exergia em kJ/h é dado pelo produto da exergia específica total pela vazão mássica do escoamento, como mostra a Eq. (4.42), para todos os pontos do sistema, incluindo as componentes de entrada (combustíveis, eletricidade, água, ar, rejeito biológico) e componentes de saída (gases, cinzas, biomassa, eletricidade).

$$\dot{E} = e \cdot \dot{m} \cdot 3600 \quad (4.42)$$

A análise exergética e exergoeconômica baseia-se na definição de combustível e produto de cada equipamento. Em um evaporador, por exemplo, o combustível será o fluxo aquecido de fluido que cede calor, enquanto o fluido evaporado será o produto do evaporador. A taxa de exergia para o produto, $\dot{E}_{P,k}$, e para o combustível, $\dot{E}_{F,k}$, para alguns equipamentos (k) são ilustrados mais a frente, na FIGURA 4.3. A TABELA 4.3 mostra a definição da taxa de exergia de combustível $\dot{E}_{F,k}$, e taxa de exergia de produto, $\dot{E}_{P,k}$, para os equipamentos, k , deste trabalho. De acordo com os pontos descritos na FIGURA 4.1.

TABELA 4.3 - Quadro de equações que definem a taxa exergética de combustível e de produto de cada equipamento, em kJ/h.

$\begin{aligned}\dot{E}_{F,HX1} &= \dot{E}_{gas7} - \dot{E}_{gas8} \\ \dot{E}_{P,HX1} &= \dot{E}_{vap2} - \dot{E}_{vap1}\end{aligned}\quad (4.43)$	$\begin{aligned}\dot{E}_{F,HX2} &= \dot{E}_{gas6} - \dot{E}_{gas7} \\ \dot{E}_{P,HX2} &= \dot{E}_{vap3} - \dot{E}_{vap2}\end{aligned}\quad (4.44)$
$\begin{aligned}\dot{E}_{F,HX3} &= \dot{E}_{gas5} - \dot{E}_{gas6} \\ \dot{E}_{P,HX3} &= \dot{E}_{vap4} - \dot{E}_{vap3}\end{aligned}\quad (4.45)$	$\begin{aligned}\dot{E}_{F,HX4} &= \dot{E}_{gas8} - \dot{E}_{gas9} \\ \dot{E}_{P,HX4} &= \dot{E}_{ar2} - \dot{E}_{ar1}\end{aligned}\quad (4.46)$
$\begin{aligned}\dot{E}_{F,HX5} &= \dot{E}_{gas9} - \dot{E}_{gas10} \\ \dot{E}_{P,HX5} &= \dot{E}_{resf4} - \dot{E}_{resf3}\end{aligned}\quad (4.47)$	$\begin{aligned}\dot{E}_{F,vent} &= \dot{E}_{W,vent} \\ \dot{E}_{P,vent} &= \dot{E}_{vent,out} - \dot{E}_{vent,out}\end{aligned}\quad (4.48)$
$\begin{aligned}\dot{E}_{F,inc} &= \dot{E}_{RSU} + e_{vent,out} \cdot \dot{m}_{ar,RSU} \cdot 3600 \\ \dot{E}_{P,inc} &= \dot{E}_{gas3}\end{aligned}\quad (4.49)$	
$\begin{aligned}\dot{E}_{F,poscomb} &= \dot{E}_{gas3} + \dot{E}_{CBG} + e_{vent,out} \cdot \dot{m}_{ar,CBG} \cdot 3600 \\ \dot{E}_{P,poscomb} &= \dot{E}_{gas5}\end{aligned}\quad (4.50)$	
$\begin{aligned}\dot{E}_{F,turb} &= \dot{E}_{vap4} - \dot{E}_{vap5} \\ \dot{E}_{P,turb} &= \dot{E}_{W,turb}\end{aligned}\quad (4.51)$	$\begin{aligned}\dot{E}_{F,cond} &= \dot{E}_{vap5} - \dot{E}_{liq6} \\ \dot{E}_{P,cond} &= \dot{E}_{resf2} - \dot{E}_{resf1}\end{aligned}\quad (4.52)$
$\begin{aligned}\dot{E}_{F,pump} &= \dot{E}_{W,pump} \\ \dot{E}_{P,pump} &= \dot{E}_{vap1} - \dot{E}_{liq6}\end{aligned}\quad (4.53)$	$\begin{aligned}\dot{E}_{F,ciclone} &= \dot{E}_{gas10} - \dot{E}_z \\ \dot{E}_{P,ciclone} &= \dot{E}_{gas11}\end{aligned}\quad (4.54)$
$\begin{aligned}\dot{E}_{F,FBR} &= \dot{E}_{gas11} + \dot{E}_{sol} + \dot{E}_{rej} \\ \dot{E}_{P,FBR} &= \dot{E}_{bio}\end{aligned}\quad (4.55)$	

Na TABELA 4.3 os termos $\dot{E}_{W,k}$ representam a taxa de exergia que entra ou sai do equipamento k na forma de eletricidade em kJ/h.

Um equipamento será tão mais eficiente exergéticamente quanto melhor ele converter combustível em produto, sendo quantificado pela eficiência exergética, ε_E , na Eq. (4.56). A eficiência do sistema poderá ser também quantificada a partir da soma

da taxa de exergia de seus produtos pela taxa de exergia de seus combustíveis, como mostra a Eq. (4.57).

$$\varepsilon_E = \frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (4.56)$$

$$\varepsilon_{E, sis} = \frac{\dot{E}_{P, sis}}{\dot{E}_{F, sis}} \quad (4.57)$$

A razão de destruição de exergia, $y_{D,k}$, dada pela Eq. (4.58), compara a taxa de destruição de exergia de cada equipamento em relação à taxa total de entrada de exergia de combustível no sistema, $\dot{E}_{F,tot}$. Essa relação faz-se útil para comparar qual dos equipamentos mais destrói exergia no sistema. Com as particularidades deste trabalho, o termo $\dot{E}_{F,tot}$ contém a taxa de todas as entradas de exergia do sistema, como os combustíveis (RSU e CBG), eletricidade nos equipamentos, energia solar incidente no FBR e exergia química dos rejeitos que servem como nutrientes para as microalgas. A Eq. (4.59) descreve $\dot{E}_{F,tot}$.

$$y_D = \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{F,tot}} \quad (4.58)$$

$$\dot{E}_{F,tot} = \dot{E}_{RSU} + \dot{E}_{CBG} + \dot{E}_{elet} + \dot{E}_{sol} + \dot{E}_{rejeito} \quad (4.59)$$

A análise exergoeconômica é conduzida a partir de um balanço de custos feito em cada equipamento individualmente e ainda realizado sobre o sistema como um todo.

Para que o balanço de custos da Eq. (2.23) seja realizado é necessário que se conheçam as taxas de investimento de capital (\dot{Z}_{CI} , em R\$/h) baseada no custo atual de cada equipamento dividida pelas horas de operação ao longo da vida útil do equipamento, hr_{vida} . Para a taxa de operação e manutenção (\dot{Z}_{OM} , em R\$/h) foi considerado que um técnico dedicado à planta com um salário mensal de R\$ 2500 seria capaz de operar o equipamento. Foi considerado ainda valor anual de 5% do total da planta sendo investido anualmente para sua manutenção. Tanto o custo de operação como o custo de manutenção devem ser nivelados ao longo dos anos de

operação da planta. Os valores de \dot{Z}_{OM} foram proporcionalmente distribuídos para cada equipamento conforme seu CI em relação ao CI total da planta. As Eq. (4.60) a Eq. (4.64) descrevem a atualização dos valores financeiros, onde $CELF$ é fator de nivelamento de escalonamento constante, que ajusta os valores atuais para condições futuras ao longo da vida útil do equipamento, κ agrupa termos em função da inflação média (m) esperada para o período, no valor de 5% ao ano, e a taxa de atratividade anual do investimento ($ieff$), em 8% ao ano. O termo CRF corresponde ao fator de recuperação do capital. Os valores de CI_k são fornecidos na TABELA 5.1. É importante ressaltar que a variação de CI_k no processo de otimização levará também à redistribuição dos valores de \dot{Z}_{OM} para todos os equipamentos já que estes são proporcionalmente calculados para cada equipamento.

$$\dot{Z}_{CI,K} = CI_k / hr_{vida} \quad (4.60)$$

$$\dot{Z}_{OM,k} = \left(\frac{((Salário\ anual) \cdot CELF / hr_{ano}) + (CI_{tot} \cdot (Manutenção) / hr_{ano})}{CI_{tot}} \right) \cdot \frac{CI_k}{CI_{tot}} \quad (4.61)$$

$$CELF = \kappa \cdot (1 - \kappa^{n_{ano}}) \cdot CRF / (1 - \kappa) \quad (4.62)$$

$$\kappa = (1 + m) / (1 + ieff) \quad (4.63)$$

$$CRF = (ieff \cdot (1 + ieff)^{n_{ano}}) / ((1 + ieff)^{n_{ano}} - 1) \quad (4.64)$$

A análise exergoeconômica exige que o custo dos equipamentos varie em função de seus parâmetros operacionais. Desta forma, é possível buscar um ponto ótimo de equilíbrio entre eficiência e custos. Os valores dos equipamentos em suas condições de projeto são ajustados nas equações a seguir com o auxílio da constante B para cada um dos equipamentos k . Os valores dos equipamentos, obtidos a partir de seus fornecedores, são expostos na TABELA 5.1 e os valores das constantes B_k , na TABELA 5.2. A constante B_k também pode receber os fatores de conversão para moedas estrangeiras. A Eq. (4.65) fornece uma previsão para o CI de 4 dos trocadores de calor da planta em função de suas áreas de troca térmica, HX1, HX3, HX4 e HX5, que originalmente são colocadas iguais a 10 m², modificado de JAMIL; ZUBAIR, 2017.

O trocador de calor HX2 opera como um evaporador, e sua previsão de CI é dada pela Eq. (4.66) e Eq. (4.67), disponível em KIM et al., 2017.

$$CI_{HX,k} = B_k \cdot (10 + A_{HX,k}^{0,8}) \quad k = [1,3,4,5] \quad (4.65)$$

$$CI_{HX2} = B_k \cdot \left(0.3088 \cdot fp \cdot ft_{vap} \cdot ft_{gás} \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{HX2}}{\Delta T_{ML,HX2}} \right)^{0.8} + \right. \quad (4.66)$$

$$\left. \begin{aligned} &+ 1 \cdot fp \cdot \dot{m}_{vap} + 0.1113 \cdot \dot{m}_{gás}^{1.2} \\ &\left\{ \begin{aligned} fp &= 0.0971 \cdot 1.01325/30 + 0.9029 \\ ft_{vap} &= 1 + \exp((T_{vap} + 273.15 - 830)/500) \\ ft_{gás} &= 1 + \exp((T_{gás} + 273.15 - 990)/500) \end{aligned} \right\} \end{aligned} \right) \quad (4.67)$$

A previsão de CI do ventilador é dada em função de sua potência nominal de operação. Para o incinerador, CI é função da capacidade de incineração de RSU, e para a câmara de pós-combustão, CI é uma função da massa de gases de combustão e da temperatura de saída desses gases. Essas previsões de CI são mostradas nas Eq. (4.68) a Eq. (4.70), provenientes de SADEGHI et al., 2018.

$$CI_{vent} = B_k (W_{vent} / 455)^{0.67} \quad (4.68)$$

$$CI_{inc} = B_k \cdot \dot{m}_{RSU}^{0.67} \quad (4.69)$$

$$CI_{poscomb} = B_k \cdot \dot{m}_{gás} \cdot (1 + \exp(0.018 \cdot (T_{gás} - 26.4))) \quad (4.70)$$

A previsão para CI da turbina é dada em função de sua potência, eficiência e temperatura de vapor de entrada, (CARNEIRO; GOMES, 2019; ROOSEN; UHLENBRUCK; LUCAS, 2003). O valor de CI para o condensador é também função de sua área de troca térmica, inicialmente imposta igual a 10 m², (KIM et al., 2017). Para a bomba, a previsão de CI é dada em função de sua vazão mássica e potência, (HOLANDA; PERRELLA BALESTIERI, 2008). O investimento em capital do ciclone é mantido constante neste trabalho. Por fim, o custo do FBR é composto pelas estruturas de suporte, que são compartilhadas a cada duas unidades, custo da tubulação de PVC transparente e custo dos 10 m³ de água que compõe cada unidade. As últimas equações descritas são indicadas da Eq. (4.71) a Eq. (4.75).

$$CI_{turb} = B_k \cdot W_{turb}^{0.7} \cdot \left(1 + \left(\frac{0.05}{1 - \eta_{turb}} \right)^3 \right) \cdot \left(1 + 5 \cdot \exp \left(\frac{T_{vap} + 273.15 - 866}{10.42} \right) \right) \quad (4.71)$$

$$CI_{cond} = B_k \cdot (A_{cond} / A_{cond,ref})^{0.6} \quad (4.72)$$

$$CI_{pump} = B_k \cdot (6.522 \cdot \dot{m}^{0.59} + 0.3264 \cdot W_{pump}^{0.87}) \quad (4.73)$$

$$CI_{ciclone} = B_k \quad (4.74)$$

$$CI_{FBR} = (0.5 + 0.5 \cdot n_{FBR}) \cdot 5597.65 + n_{FBR} \cdot 2551.02 + 81.0 \cdot n_{FBR} \quad (4.75)$$

De posse dos valores de custos não exergeticos, \dot{Z} (R\$/h), é possível realizar os balanços de custos e determinar a taxa de custo, \dot{C} (R\$/h), em cada ponto do sistema, para em seguida calcular a taxa de custo dos combustíveis e dos produtos de cada equipamento, como mostra alguns exemplos na FIGURA 4.3.

FIGURA 4.3 - Taxa de exergia e taxa de custo para produto e combustível de compressor, turbina, trocador de calor, misturador e câmara de combustão, respectivamente.

Taxa de exergia do produto	$\dot{E}_P = \dot{E}_2 - \dot{E}_1$	$\dot{E}_P = \dot{E}_W$	$\dot{E}_P = \dot{E}_2 - \dot{E}_1$	$\dot{E}_P = \dot{E}_3$	$\dot{E}_P = \dot{E}_3$
Taxa de exergia do combustível	$\dot{E}_F = \dot{E}_W$	$\dot{E}_F = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 - \dot{E}_3$	$\dot{E}_F = \dot{E}_3 - \dot{E}_4$	$\dot{E}_F = \dot{E}_1 + \dot{E}_2$	$\dot{E}_F = \dot{E}_1 + \dot{E}_2$
Taxa de custo do produto	$\dot{C}_P = \dot{C}_2 - \dot{C}_1$	$\dot{C}_P = \dot{C}_W$	$\dot{C}_P = \dot{C}_2 - \dot{C}_1$	$\dot{C}_P = \dot{C}_3$	$\dot{C}_P = \dot{C}_3$
Taxa de custo do combustível	$\dot{C}_F = \dot{C}_W$	$\dot{C}_F = \dot{C}_1 - \dot{C}_2 - \dot{C}_3$	$\dot{C}_F = \dot{C}_3 - \dot{C}_4$	$\dot{C}_F = \dot{C}_1 + \dot{C}_2$	$\dot{C}_F = \dot{C}_1 + \dot{C}_2$
Relação auxiliar termoeconômica	-	$C_2 = C_3 = C_1$	$C_4 = C_3$	-	-

FONTE: Modificado de (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996)

A taxa de custos de combustível e produto para cada um dos equipamentos deste trabalho seguem os mesmos parâmetros da TABELA 4.3 como determinado nas Eq. (2.19) a Eq. (2.22). O balanço de custos se faz possível a partir dos custos

médio por unidade de exergia, c , de cada uma das entradas no sistema, como por exemplo, custo médio por unidade de exergia (R\$/kJ) dos combustíveis, da água e eletricidade. Este balanço também utiliza as relações termoeconômicas auxiliares exemplificadas na FIGURA 4.3.

O custo associado ao combustível e produto de cada equipamento é dado pela razão entre a taxa de custos e a taxa de exergia, como indica as Eq. (4.76) e Eq. (4.77).

$$c_{F,k} = \dot{C}_{F,k} / \dot{E}_{F,k} \quad (4.76)$$

$$c_{P,k} = \dot{C}_{P,k} / \dot{E}_{P,k} \quad (4.77)$$

A boa aplicação da análise exergoeconômica exige que todos os custos de entrada no sistema como investimento, manutenção ou consumíveis sejam iguais aos custos de saída do sistema, como mostrado na Eq. (2.18). A partir das particularidades deste trabalho, o custo total de entrada no sistema é dado pela Eq. (4.78), que considera os gastos com combustíveis, fluxos de massa já com valor agregado, eletricidade e investimento em capital e manutenção. Por sua vez, o custo total de saída é dado pela Eq. (4.79), que também considera os fluxos de massa com valor agregado, a venda dos produtos como biomassa e água aquecida e eletricidade.

$$\dot{C}_{total,in} = \dot{C}_{vent,in} + \dot{C}_{CBG} + \dot{C}_{resf1} + \dot{C}_{resf3} + \dot{C}_{elet,vent} + \dot{C}_{elet,pump} + \dot{Z}_{CI,total} + \dot{Z}_{OM,total} \quad (4.78)$$

$$\dot{C}_{total,out} = \dot{C}_{ar2} + \dot{C}_{cinzas} + \dot{C}_{W,turb} + \dot{C}_{resf4} + \dot{C}_{resf2} + \dot{C}_{bio} + \dot{C}_{gás12} \quad (4.79)$$

Os fluxos financeiros de entrada e saída também são importantes para a determinação do tempo para retorno de investimento, ou *payback*, desenvolvido em BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996. *Payback* é o tempo necessário para que a entrada líquida de renda gerada pela planta consiga pagar todo o investimento realizado. Neste trabalho, os produtos que podem gerar renda são o serviço de incineração, a venda de biomassa, de eletricidade, de água aquecida, e eventualmente a venda de cinza como material de carga. Os fluxos financeiros que

geram despesas são a compra de GLP, a eletricidade consumida na bomba e ventilador e os gastos com operação e manutenção.

$$Payback = CI_{total} / (hr_{ano} \cdot (Caixa_{in} - Caixa_{out})) \quad (4.80)$$

$$Caixa_{in} = \dot{C}_{RSU} + \dot{C}_{bio} + \dot{C}_{W,turb} + \dot{C}_{resf2} + \dot{C}_{resf4} + \dot{C}_{cinza} \quad (4.81)$$

$$Caixa_{out} = \dot{C}_{CBG} + \dot{C}_{elet,pump} + \dot{C}_{elet,vent} + \dot{Z}_{OM,total} \quad (4.82)$$

A venda de água aquecida pelo sistema só se justifica em condições onde há demanda para este produto, como um complexo industrial, ou até mesmo um campus universitário, como mostram CHOO; GALANTE; OHADI, 2014, onde um prédio central no campus fornece água aquecida ou vapor para os laboratórios ou para calefação e água fria para os sistemas de ar-condicionado em centros de processamento de dados. Os trocadores de calor da planta estudada poderiam valer-se da já existente estrutura de transporte de fluido quente e frio para pré-aquecer a água de reposição destes sistemas centrais de aquecimento.

A análise exergoeconômica se utiliza de algumas variáveis que permitem a comparação e otimização dos componentes do sistema. As que serão analisadas neste trabalho são: custo de destruição de exergia ($\dot{C}_{D,k}$), diferença de custo relativo (r_k), fator exergoeconômico (f_k), importância em custo, definida pela soma $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}$, a partir daqui identificada por $\dot{Z}_k \dot{C}_{D,k}$, eficiência exergética (ε_E) e por fim, razão de destruição de exergia (y_D), que serão desenvolvidas a seguir.

O custo da destruição de exergia em cada equipamento é dada em relação ao preço de seu combustível, como mostra a Eq.(4.83).

$$\dot{C}_{D,k} = \dot{E}_{D,k} \cdot c_{F,k} \quad (4.83)$$

A diferença de custo relativo, r_k , mostra o crescimento relativo do custo por unidade de exergia entre combustível e produto de cada componente, como mostra a Eq. (4.84). Esta é uma variável importante no processo de otimização. A sua minimização indica que o preço do produto do equipamento cresceu o mínimo possível após a passagem por este equipamento, sendo então alvo para otimização. A forma a ser utilizada neste trabalho para r_k é exposta na Eq. (4.85).

$$r_k = \frac{C_{P,k} - C_{F,k}}{C_{F,k}} \quad (4.84)$$

$$r_k = \frac{1 - \varepsilon_{E,k}}{\varepsilon_{E,k}} + \frac{\dot{Z}_k}{C_{F,k} \cdot \dot{E}_{P,k}} \quad (4.85)$$

O fator exergoeconômico, Eq. (4.86), quantifica o quanto do custo exergético de um equipamento se deve aos investimentos de capital e operação/manutenção (\dot{Z}) e o quanto se deve à exergia perdida ou destruída ($\dot{C}_{D,k}$). Um alto valor de f_k indicaria que a diminuição nos custos do equipamento seria mais vantajosa ao sistema, mesmo que ocorresse às custas da diminuição de eficiência. Um baixo valor de f_k , por sua vez, sugere que melhorias de eficiência sejam feitas, mesmo que exigindo maiores investimentos financeiros.

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + C_{f,k} \cdot \dot{E}_{D,k}} \cdot 100\% \quad (4.86)$$

Para completar as variáveis envolvidas na análise exergoeconômica, tem-se a eficiência exergética definida na Eq. (4.56) e a razão de destruição de exergia definida na Eq. (4.58).

4.4 OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA

A metodologia da análise exergoeconômica em BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996, sugere que a escolha dos equipamentos para otimização siga a prioridade a partir dos seguintes parâmetros:

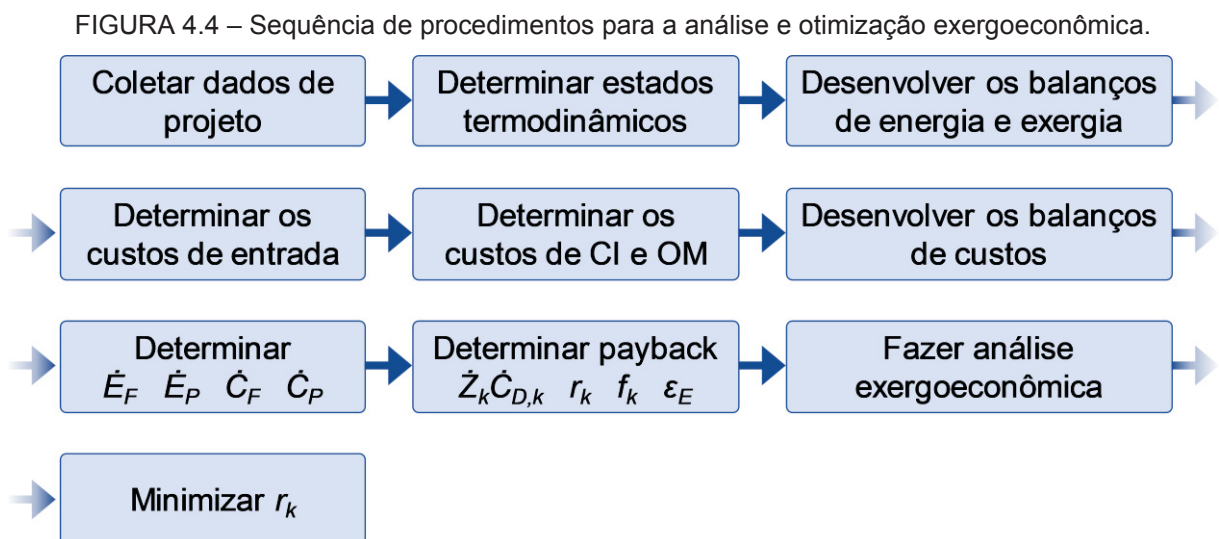
1. Priorizar os equipamentos com a maior soma $\dot{Z}_k \dot{C}_{D,k}$.
2. Entre os anteriores, priorizar os equipamentos com maior diferença de custo relativo, r_k .
3. Verificar a partir do fator exergoeconômico, f_k , se o equipamento precisa de redução de custos ou melhora na eficiência.

4. Recomenda-se ainda investigar os equipamentos com baixa eficiência exérgica, ε_E , ou alta taxa de destruição de exergia $\dot{E}_{D,k}$.

Os equipamentos terão seus parâmetros de operação otimizados a partir da minimização da variável r_k . Esta metodologia exige que o fluxo de exergia do produto, $\dot{E}_{P,k}$, e o custo por unidade de exergia do combustível, $c_{F,k}$ sejam mantidos constantes para que o equipamento seja matematicamente isolado do restante do sistema no processo de otimização, Eq. (4.87). A otimização será desenvolvida no programa *Engineering Equation Solver* (EES) através da variação dos parâmetros de operação e análise feita pelo método gráfico.

$$\begin{cases} \dot{E}_{P,k} = \text{constante} \\ c_{F,k} = \text{constante} \end{cases} \quad (4.87)$$

Por fim, a FIGURA 4.4 resume a sequência de procedimentos descritos anteriormente que devem ser realizados para cada equipamento do sistema a fim de que se desenvolva a análise e otimização exergoeconômica do sistema.



FONTE: o autor.

4.5 HIPÓTESES ADOTADAS

Ao longo do desenvolvimento deste trabalho, algumas hipóteses foram consideradas. Esta seção apresenta tais considerações para as diferentes seções do sistema.

Incineração:

- Eficiência ao PCI de 90% no sistema incinerador mais pós-combustão.
- O ar de entrada é considerado a 25°C, 101,325 kPa e 55% de umidade relativa.
- Considerou-se, inicialmente, que o RSU seria fornecido sem custos ao sistema.
- Foi atribuído um pagamento ao sistema de 0,46 R\$/kg de resíduo incinerado, o que corresponde 20% do valor de 2,32 R\$/kg pago pela universidade para a incineração de seus resíduos.

Trocadores de calor:

- As áreas de todos os trocadores de calor são consideradas inicialmente iguais a 10 m², já que apenas as variações destas áreas são analisadas.
- Coeficiente global de transferência de calor, U , é tomado como constante para todos os trocadores de calor.
- Sem perda de carga ao longo do escoamento.

Rankine:

- Eficiência isentrópica da bomba igual a 75%.
- Sem perda de carga ao longo do escoamento.

Fotobiorreator:

- Os termos $e_{CO_2,max}$ e $\mu_{bio,max}$ das Eq. (4.39) e Eq. (4.40), são ajustados a partir da simulação da incidência solar anual de hora em hora com as condições de projeto para fornecer 100.000 kg de biomassa e absorver 183.333 kg de CO₂ por ano, de acordo com a TABELA 2.2.

- As horas com incidência solar menores do que $0,05 \text{ kW/m}^2$ foram desconsideradas, tanto para Almeria, como para Curitiba, assumindo que seriam insuficientes para iniciar a fotossíntese das microalgas.
- O suprimento de rejeito é considerado sem custos.
- Foi considerado que cada fotobiorreator teria uma área fixa de $39,6 \text{ m}^2$ exposta ao Sol, tanto em Almeria como em Curitiba.

Modelo exergoeconômico:

- Os custos com OM são proporcionalmente distribuídos entre cada um dos componentes, e constantemente atualizados com a variação de \dot{Z}_{CI} .
- Foram consideradas taxa de inflação anual de 5%, taxa de atratividade anual de 8%, pagamento de salário mensal de R\$ 2.500 para um funcionário e investimento de 5% do CI total para manutenção do sistema, para uma expectativa de vida de 10 anos.
- Os custos de montagem inicial dos equipamentos já são contemplados em seus custos de aquisição.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 LEVANTAMENTO DE DADOS

Na etapa de levantamento de dados, foram obtidas as condições de operação da planta térmica em desenvolvimento, juntamente com os seus fabricantes, apresentadas na TABELA 4.1.

Os custos de cada um dos equipamentos são mostrados na TABELA 5.1, provenientes dos diferentes fornecedores, com exceção da turbina, onde o valor apresentado é uma estimativa, já que sua construção não foi finalizada até o fechamento deste trabalho.

TABELA 5.1 – Custo dos equipamentos.

Equipamento	Identificação	Investimento de Capital (R\$)
Trocador de calor 1	HX1	8.860,00
Trocador de calor 2	HX2	39.870,00
Trocador de calor 3	HX3	8.860,00
Trocador de calor 4	HX4	8.860,00
Trocador de calor 5	HX5	8.550,00
Ventilador	Vent	15.000,00
Incinerador	Inc	97.500,00
Câmara de pós combustão	Poscomb	37.500,00
Turbina	Turb	164.400,00
Condensador	Cond	16.000,00
Bomba	Pump	1.000,00
Ciclone	Ciclone	8.000,00
Fotobiorreator	FBR	137.286,00
CI_{total}	-	551.686,00

Utilizando os valores dos equipamentos em Julho de 2018, e as Eq. (4.65) até Eq. (4.74) é possível determinar os valores das constantes B_k para cada equipamento, expostos na TABELA 5.2.

TABELA 5.2 - Valor da constante B_k para CI dos equipamentos, conforme Eq. (4.65) até Eq. (4.74).

Equipamento	Valor da constante B_k	Equipamento	Valor da constante B_k
HX1	5,432E+02	Inc	7,306E+03
HX2	1,620E+05	Poscomb	7,143E+01
HX3	5,432E+02	Turb	2,418E+04
HX4	5,432E+02	Cond	1,600E+04
HX5	5,242E+02	Pump	9,418E+02
Vent	5,880E+06	Ciclone	8,000E+03

Os valores dos itens consumíveis como combustível e eletricidade são expostos na TABELA 5.3. Considerou-se, inicialmente, que os RSU e o efluente da agroindústria não possuem custos para o sistema, já que a destinação adequada dada

pelo sistema pode ser considerado um serviço prestado pelo laboratório. Sendo assim, um custo pelo serviço de incineração, $C_{inc, serv}$, será considerado como receita do sistema, contribuindo para sua viabilidade econômica. O valor exposto para os serviços de incineração é o valor pago pela universidade para incineração de resíduos perigosos. Entende-se que uma fração deste valor pode ser cobrada pelo serviço de incineração de resíduos que se adequem às limitações de emissões da planta. O sistema conta ainda com a geração de renda proveniente da venda da biomassa, de água aquecida e com a eletricidade gerada.

TABELA 5.3 - Valores dos consumíveis e do serviço de incineração. Valores de Julho de 2018.

Consumível	Valor
Eletricidade	0,63 R\$/kWh
GLP	6,55 R\$/kg
Água	8,10 R\$/m ³
Efluente	0,00 R\$/kg
RSU	0,00 R\$/kg
Serviço de incineração	2,32 R\$/kg

Considerando os valores da tabela anterior como entrada do sistema, e a partir das relações expostas na TABELA 4.3, pode-se desenvolver os resultados de custo por unidade de exergia, c , e fluxo de custo no sistema, \dot{C} . A composição do combustível foi determinada de forma a satisfazer as imposições de temperatura e escoamento do incinerador. A exergia específica da biomassa é determinada por CHISTI, 2013, e a exergia específica do rejeito, determinado por ABUSOGLU; DEMIR; KANOGLU, 2012. Esses parâmetros são expostos na TABELA 5.4.

TABELA 5.4 – Parâmetros gerais utilizados na modelagem do sistema padrão.

Parâmetro	Valor	Unidade
I_{sol}	0,39	kW/m ²
C	30,00	%
H	17,56	%
N	4,27	%
O	10,93	%
S	5,79	%
Cl	0,00	%
Z	1,46	%
W	30,00	%
PCS_{RSU}	15924	kJ/kg
PCI_{RSU}	11336	kJ/kg
PCS_{CBG}	49865	kJ/kg
PCI_{CBG}	45936	kJ/kg
e_{bio}	23000	kJ/kg
$e_{rejeito}$	9,00	kJ/kg

5.2 MODELAGEM PELA 1ª LEI DA TERMODINÂMICA

Os resultados para o modelo em condição padrão encontram-se na TABELA 5.5.

TABELA 5.5 - Resultados após modelagem. Atualização da TABELA 4.1.

Ponto	T [°C]	P [kPa]	\dot{m} [kg/h]	e [kJ/kg]	\dot{E} [kJ/h]	c [R\$/kJ]	\dot{C} [R\$/h]
Ar1	25,00	101,32	476,28	48,93	23309,00	0,00	0,00
Ar2	125,00	101,32	476,28	63,09	30051,00	5,06E-05	1,52
Vent _{in}	125,00	101,32	476,30	63,09	30051,00	5,06E-05	1,52
Vent _{out}	125,40	201,30	476,30	63,20	30107,00	8,21E-05	2,47
RSU	25,00	101,32	47,82	17769,00	849731,00	0,00	0,00
CBG	25,00	101,32	1,39	48561,00	67685,00	1,43E-04	9,66
Gás3	842,90	101,32	502,30	747,30	375387,00	2,21E-05	8,30
Gás5	900,00	101,32	525,00	804,60	422389,00	4,82E-05	20,35
Gás6	860,00	101,32	525,00	763,40	400790,00	4,82E-05	19,31
Gás7	373,50	101,32	525,00	334,90	175807,00	4,82E-05	8,47
Gás8	279,10	101,32	525,00	276,20	145028,00	4,82E-05	6,99
Gás9	202,50	101,32	525,00	237,30	124579,00	4,82E-05	6,00
Gás10	40,00	101,32	449,64	141,00	63352,00	4,82E-05	3,05
Água10	40,00	101,32	75,54	1,53	115,40	0,00	0,00
Gás11	38,56	101,32	449,28	141,00	63345,00	5,59E-05	3,54
Gás12	25,00	101,32	452,64	123,50	55902,00	0,00	0,00
Vap1	60,00	800,00	160,00	8,67	1387,00	1,79E-04	0,25
Vap2	150,00	800,00	160,00	87,97	14075,00	1,61E-04	2,27
Vap3	170,00	800,00	160,00	787,00	125923,00	1,23E-04	15,52
Vap4	250,00	800,00	160,00	855,70	136913,00	1,25E-04	17,10
Vap5	59,90	19,84	160,00	254,30	40684,00	1,25E-04	5,08
Liq6	59,90	19,84	160,00	7,85	1256,00	1,25E-04	0,16
Resf1	25,00	101,32	4496,40	0,00	0,00	3,02E-03	0,00
Resf2	45,00	101,32	4496,40	2,69	12081,00	4,88E-04	5,90
Resf3	25,00	101,32	1251,00	0,00	0,00	3,02E-03	0,00
Resf4	45,00	101,32	1251,00	2,69	3360,00	1,02E-03	3,43
Bio	25,00	101,32	8,78	23000,00	201815,00	5,89E-05	11,89
Rejeito	25,00	101,32	598,23	9,00	215365,00	0,00	0,00
Cinzas	T _{gás3}	101,32	0,70	1,79	1,25	c _{RSU}	2,55E-04

Para todos os pontos do sistema são apresentados os dados de temperatura, pressão, vazão mássica (kg/h) exergia específica (kJ/kg), taxa de exergia (kJ/h), custo médio por unidade de exergia (R\$/kg) e a taxa de custo (R\$/h).

A análise dos valores de temperatura e vazão mássica permite verificar o fluxo energético pela 1ª lei da termodinâmica. A partir do equipamento HX4 o ar em condição ambiente é pré-aquecido até 125°C para ser inserido no incinerador. A partir da combustão dos RSU, o gás resultante (gás3) se eleva até 842,9°C, e posteriormente, com o auxílio de gás natural na câmara de pós combustão (poscomb) o gás quente (gás5) chega até 900°C. Ao passar pelos trocadores de calor, o gás

quente tem sua temperatura reduzida até 40°C na saída do equipamento HX5. Ao baixar a temperatura do gás até 40°C ocorre a condensação de parte do vapor (água 10, 75,54 kg/h) proveniente da umidade do combustível e do processo de combustão. Nesta etapa também pode ocorrer a condensação e remoção de possíveis compostos ácidos formados devido ao enxofre presente no RSU, que poderão ser ainda extraídos no ciclone operando a frio. O calor específico médio do ar e do gás de combustão em cada seção do sistema é mostrada na TABELA 5.6, calculada de acordo com a Eq. (4.40) entre a temperatura do ponto e a temperatura ambiente juntamente com cada um dos processos que antecede o ponto mostrado. Nesta tabela é mostrado também o valor c_p médio entre $T_{gás3}$ (842,90°C) e T_0 (25°C) para cada uma das substâncias componentes do gás de combustão. A TABELA 5.7 dá suporte à análise da variação do c_p do gás ao mostrar a variação de sua composição ao longo dos pontos.

TABELA 5.6 - Calor específico médio entre as temperaturas dos pontos e o ambiente para o ar e gases de combustão, juntamente com os processos que antecedem os pontos indicados.

Pontos	c_p [kJ/kg.K]	Processo	Substância ($T_{gás3} - T_0$)	c_p [kJ/kg.K]
$T_{ar1} (T_0)$	1,025	Entrada de ar	H_2O	2,097
$T_{ar2} - T_0$	1,028	Pré-aquecimento	CO_2	1,109
$T_{gás3} - T_0$	1,29	Combustão RSU	N_2	1,106
$T_{gás5} - T_0$	1,294	Pós-combustão	O_2	1,024
$T_{gás6} - T_0$	1,292	Transferência de calor	SO_2	0,784
$T_{gás7} - T_0$	1,216	Transferência de calor	Cinzas	1,25
$T_{gás8} - T_0$	1,203	Transferência de calor		
$T_{gás9} - T_0$	1,193	Transferência de calor		
$T_{gás10} - T_0$	1,196	Remoção de umidade		
$T_{gás11} - T_0$	1,197	Remoção de cinzas		

TABELA 5.7 – Fração mássica em porcentagem da composição dos gases ao longo do sistema.

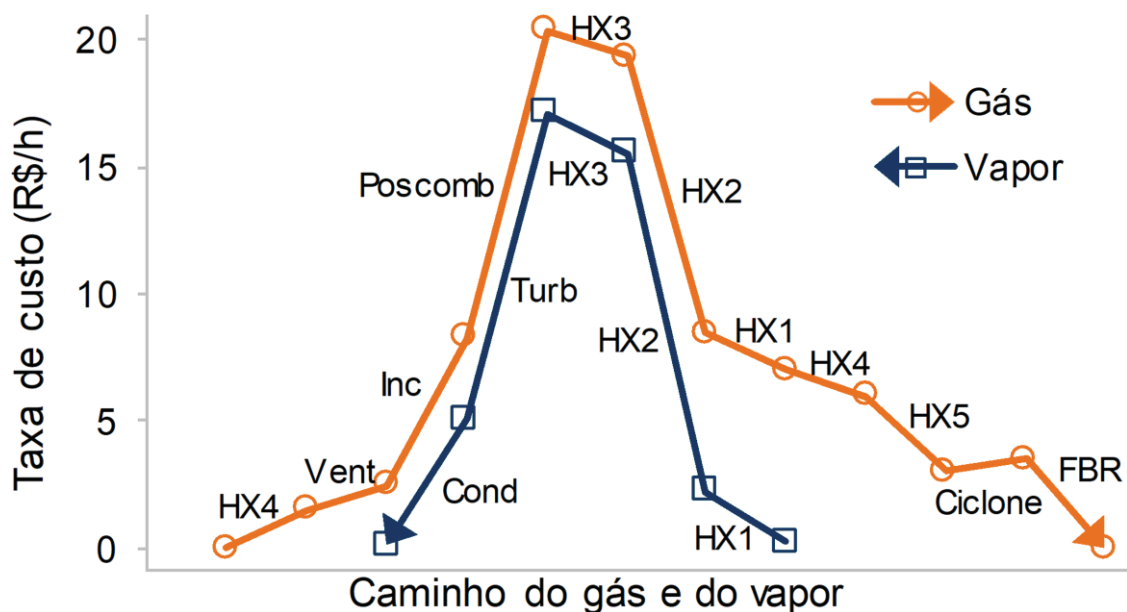
[%]	Ar1	Gás3	Gás5-Gás9	Gás10	Gás11	Gás12
CO_2	0,00	10,47	10,81	12,63	12,63	8,98
H_2O	1,09	18,88	18,48	4,78	4,79	1,97
N_2	77,91	69,28	69,39	81,05	81,08	80,48
O_2	21,00	0,24	0,25	0,28	0,28	7,35
SO_2	0,00	1,10	1,05	1,23	1,23	1,22
Z	0,00	2,78E-02	2,66E-02	3,11E-02	0	0

Observa-se que o vapor de água contribui positivamente para o aumento do c_p dos gases, já que seu valor isolado é bem acima do valor do c_p médio da mistura.

Devido à remoção de 80% das cinzas já no cinzeiro do incinerador, antes de resultar em gás3, o restante de cinzas que fica no gás pouco contribui no c_p médio. Observa-se, entre o ponto gás5 e o ponto gás9, onde houve apenas transferência de calor, que a diminuição da temperatura em quase 500°C levou à variação de 7% no valor do c_p do gás, enquanto que o acréscimo de cinzas, umidade e calor na primeira etapa de combustão fez variar em 25,5% o c_p do gás3 em relação ao Ar2 mostrando que o cálculo do c_p do gás pode interferir fortemente nos resultados de transferência de calor.

Ainda a respeito da TABELA 5.5, pode-se analisar as taxas de custo para o gás de combustão e para o vapor, também ilustrada na FIGURA 5.1. A taxa de custo do gás de combustão é elevada até o ponto gás5 devido aos custos dos equipamentos pelos quais este passa e devido à exergia que o é transferida. Após o ponto gás5, o gás de combustão passa a atuar como combustível dos trocadores de calor, agregando valor ao vapor do ciclo Rankine. A passagem do gás pelo ciclone é um exemplo do aumento de custo agregado ao fluxo apenas pelo custo horário do equipamento, já que este apenas retira uma pequena quantidade de exergia na forma de cinzas aquecidas.

FIGURA 5.1 – Variação da taxa de custo para o gás de combustão e para o vapor através dos equipamentos.

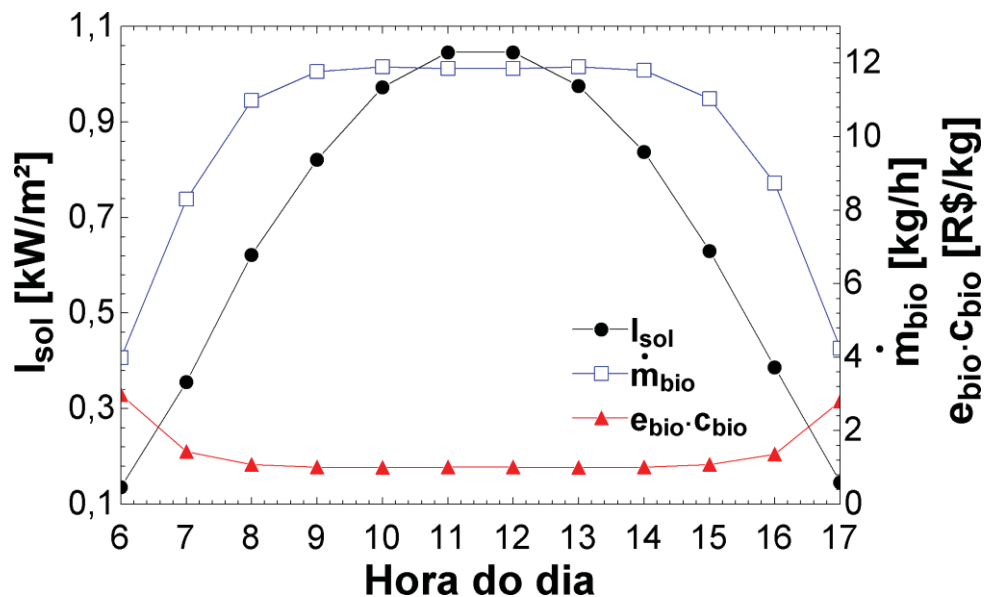


Contudo, este é um custo extra necessário para a limpeza do gás de combustão. Por sua vez, o vapor tem seu valor incrementado até chegar na turbina,

quando atua na geração de eletricidade com um alto valor agregado. Ainda a respeito das taxas de custo nos trocadores de calor, observa-se que o condensador e o equipamento HX5 geram água aquecida a 45°C a uma taxa de 5,90 e 3,43 R\$/h, respectivamente. Apenas para comparação, se fosse utilizado o mesmo combustível gasoso (GLP) usado na pós-combustão em um aquecedor de água com 100% de eficiência térmica, haveria um custo de 68,62 R\$/h com combustível para aquecer a mesma vazão de água de 25°C a 45°C. Tem-se então, água aquecida, a um custo médio 8,4 vezes menor do que a abordagem ideal com o uso de GLP. Os valores reais, com um aquecedor real seriam maiores, contudo, essa geração de renda apenas se justifica na presença de demanda por água aquecida a 45°C. A variação desta temperatura será objeto de análises seguintes.

O modelo para o FBR, descrito nas Eq. (4.39) e Eq. (4.40), apresenta o comportamento ilustrado na FIGURA 5.2. A produção de biomassa é função direta da incidência solar, exceto pelo termo de fotoinibição, que reduzirá a produção de biomassa para incidência solar maior do que I_{max} (0,956 kW/m²). No exemplo do dia 29 de outubro do ano típico meteorológico para Curitiba, ilustrado na FIGURA 5.2, o efeito de foto inibição ocorre por duas horas, com a produção de biomassa deixando de seguir a tendência direta da incidência solar. Tem-se, por sua vez, que o custo da biomassa por unidade de exergia, c_{bio} , diminui com o aumento de sua produção, já que o custo por hora de operação do equipamento é constante.

FIGURA 5.2 - Produção e preço por unidade de exergia da biomassa em função da incidência solar.



5.3 MODELAGEM EXERGÉTICA E EXERGEOCONÔMICA

Para a verificação geral da coerência da modelagem exergoeconômica, pode-se utilizar o balanço dos custos que entram e saem do sistema, de acordo com as Eq. (4.78) e Eq. (4.79), em que os resultados são detalhados na TABELA 5.8. O correto balanço de custos indica que todo o investimento que entrou no sistema, na forma de CI, OM, e consumíveis resultou em produtos que contém esse custo e valor agregado.

TABELA 5.8 – Balanço de custo para todo o sistema e fluxo de caixa para cálculo de *payback*.

Balanço de custos do sistema				Balanço de caixa para <i>payback</i>			
Entrada	[R\$/h]	Saída	[R\$/h]	\dot{C}_{in}	[R\$/h]	\dot{C}_{out}	[R\$/h]
$\dot{C}_{vent,in}$	1,52	\dot{C}_{ar2}	1,52	$\dot{C}_{RSU,20\%}$	34,78	\dot{C}_{CBG}	9,66
\dot{C}_{CBG}	9,66	\dot{C}_{cinza}	2,55E-04	\dot{C}_{bio}	11,89	$\dot{C}_{elet,pump}$	2,98E-02
\dot{C}_{resf1}	0,00	$\dot{C}_{W,turb}$	22,02	$\dot{C}_{W,turb}$	9,80	$\dot{C}_{elet,vent}$	3,89E-02
\dot{C}_{resf3}	0,00	\dot{C}_{resf4}	3,43	\dot{C}_{resf2}	5,90	$\dot{Z}_{OM,total}$	19,18
$\dot{C}_{elet,vent}$	3,89E-02	\dot{C}_{resf2}	5,90	\dot{C}_{resf4}	3,43		
$\dot{C}_{elet,pump}$	2,98E-02	\dot{C}_{bio}	11,89	\dot{C}_{cinza}	2,55E-04		
$\dot{Z}_{OM,total}$	19,18	$\dot{C}_{gás12}$	0,00				
$\dot{Z}_{CI,total}$	14,34						
$\dot{C}_{total,in}$	44,76	$\dot{C}_{total,out}$	44,76	Caixa_{in}	65,80	Caixa_{out}	28,91

Por sua vez, no balanço de caixa do sistema, que permite calcular o *payback*, é contabilizado apenas os produtos com capacidade de venda e geração de renda. Para o caso inicial deste trabalho, considera-se, por exemplo, que o valor recebido pela incineração do RSU é 20% do que a universidade de fato paga para descartar seus resíduos. Nesta condição, a turbina gera eletricidade a um custo de 1,43 R\$/kWh, enquanto a eletricidade fornecida pela rede tem um custo de 0,63 R\$/kWh, ou seja, a turbina gera eletricidade a um custo 2,25 vezes maior do que a rede. Sendo assim, para o cálculo de *payback* na TABELA 5.8, os 15,43 kW gerados pela turbina serão considerados como vendidos pelo mesmo preço ofertado na rede, resultando em uma entrada de caixa adicional de 9,80 R\$/h.

De acordo com a Eq. (4.80) para *payback* e TABELA 5.1 para CI_{total} , o tempo esperado para o retorno de investimento, com a planta padrão operando por 3843 horas com I_{sol} médio de 0,390 kW/m², é de 3,89 anos.

Ao variar a expectativa de vida útil da planta, verificou-se que, para um período de 20 anos o fluxo de entrada de caixa atingiria seu valor mínimo de 64,17 R\$/h, enquanto o fluxo de saída de caixa é sempre crescente com a variação dos anos.

Verifica-se ainda que a variação de *payback* é sempre crescente com o aumentar da expectativa de tempo, como mostra a

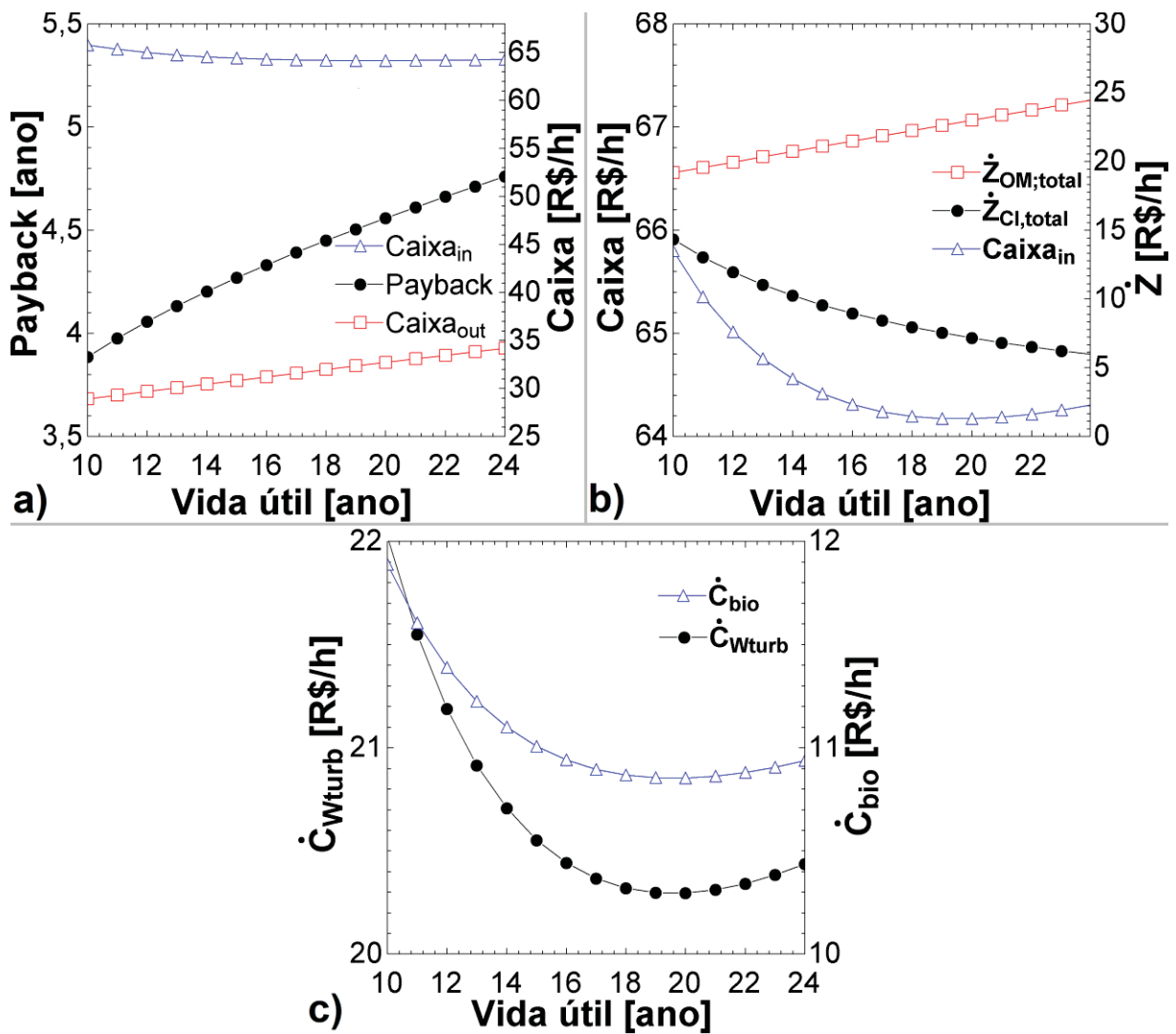
FIGURA 5.3a. Para melhor discussão dos dados desta figura, recorre-se novamente à Eq. (4.80), aqui repetida como Eq. (5.1), e suas equações complementares.

$$Payback = CI_{total} / (hr_{ano} \cdot (Caixa_{in} - Caixa_{out})) \quad (5.1)$$

$$Caixa_{in} = \dot{C}_{RSU} + \dot{C}_{bio} + \dot{C}_{W,turb} + \dot{C}_{resf2} + \dot{C}_{resf4} + \dot{C}_{cinza} \quad (5.2)$$

$$Caixa_{out} = \dot{C}_{CBG} + \dot{C}_{elet,pump} + \dot{C}_{elet,vent} + \dot{Z}_{OM,total} \quad (5.3)$$

FIGURA 5.3 - Variação de *payback*, e fatores que o influenciam, em função da vida útil do sistema.



O valor de *payback* mostra-se sempre crescente pois a diferença entre os fluxos de entrada e saída de caixa mostram-se sempre decrescente para o período analisado. O fluxo de caixa de entrada apresenta mínimo em 20 anos, (FIGURA 5.3b), pois segue a tendência dos produtos do sistema que constituem $Caixa_{in}$, (FIGURA 5.3c). Isso ocorre devido a dois fatores com comportamentos opostos: O valor $\dot{Z}_{CI,total}$ (FIGURA 5.3b), que representa o investimento em capital de todos equipamentos diluídos ao longo das horas em operação do sistema, é sempre decrescente com o aumento da expectativa dessas horas de operação; Por outro lado, o custo de OM por hora, $\dot{Z}_{OM,total}$ é sempre crescente para expectativas de operações mais longas. Essas tendências opostas fazem com que os valores de todos os produtos ($Caixa_{in}$) apresentem um mínimo, para expectativa de operação de 20 anos. Já o fluxo de caixa de saída ($Caixa_{out}$) será sempre crescente, pois seu único componente que não tem preço fixo ($\dot{Z}_{OM,total}$) é também crescente para expectativas maiores de vida útil.

Os valores somados dos produtos, $Caixa_{in}$, apresentam uma redução de taxa de custo de 2,5% ao variar a expectativa de operação de 10 para 20 anos. Como a variação é baixa frente a mudança de expectativa, decidiu-se manter a análise para uma vida útil de 10 anos, por ser mais factível em um contexto de laboratório.

O período de *payback* é fortemente influenciado pelo valor a ser pago pelo serviço de incineração prestado pelo laboratório, representado pelo termo \hat{C}_{RSU} na Eq. (5.2). Na condição padrão do sistema é considerado que o laboratório recebe o equivalente a 20% do preço cobrado da universidade para incineração de seus resíduos, ou seja, 20% de 2,32 R\$/kg. A FIGURA 5.4 mostra o período de *payback* esperado em função da fração do serviço de incineração, $\%C_{inc,serv}$, considerado como receita do sistema. O sistema seria considerado inviável caso não houvesse nenhum retorno pela incineração. Para valores de incineração equivalentes à 0%, 5%, 10% e 20% do atual valor pago, os períodos de *payback* seriam 67,4 anos, 13,2 anos, 7,3 anos e 3,9 anos respectivamente. O que mostra a grande sensibilidade deste fator nos resultados do sistema.

A TABELA 5.9 apresenta, para todos os equipamentos, os valores da taxa de exergia do combustível, \dot{E}_F , do produto, \dot{E}_P , e destruída, \dot{E}_D . Mostra ainda a razão de destruição de exergia, y_D , a taxa de custo de combustível, \hat{C}_F , e de produto, \hat{C}_P , e o custo por unidade de exergia para combustível, c_F , e produto, c_P . Os valores que resultam em $\dot{E}_{F,tot}$, necessário para o cálculo de y_D , de acordo com a Eq. (4.58), são

expostos na TABELA 5.10, onde o valor de \dot{E}_{elec} é determinado pela soma de $\dot{E}_{W,vent}$ e $\dot{E}_{W,pump}$.

FIGURA 5.4 – Variação do período de *payback* em função do valor recebido pela incineração.

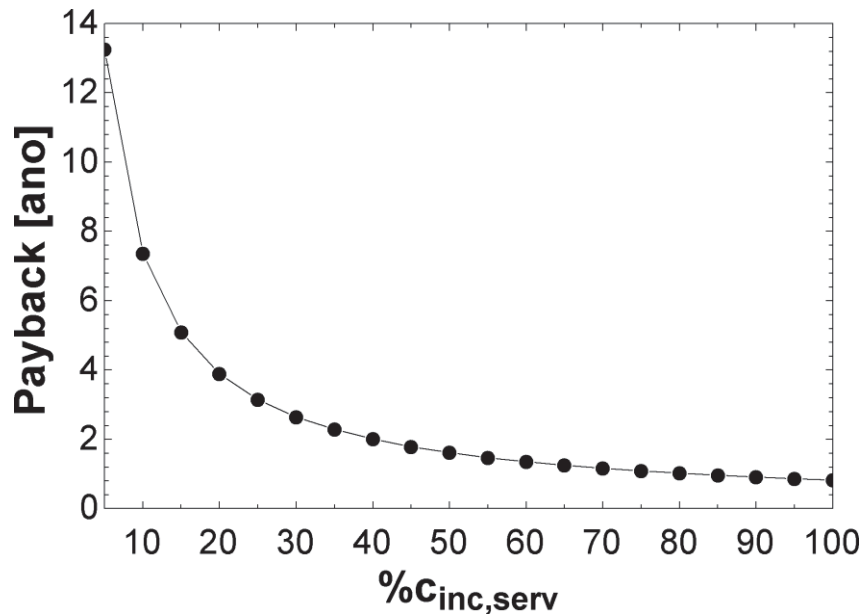


TABELA 5.9 - Resultados da análise exergética. Os cinco maiores resultados de cada coluna são destacados em tons de cinza, exceto por ϵ_E , onde os menores valores são destacados.

Equip.	\dot{E}_F	\dot{E}_P	ϵ_E	\dot{E}_D	y_D	\dot{C}_F	\dot{C}_P	C_F	C_P
	[kJ/h]	[kJ/h]	[-]	[kJ/h]	[%]	[R\$/h]	[R\$/h]	[R\$/kJ]	[R\$/kJ]
HX1	30.779,00	12.687,00	0,41	18.092,00	1,23	1,48	2,02	4,82E-05	1,59E-04
HX2	224.983,00	111.848,00	0,50	113.135,00	7,71	10,84	13,26	4,82E-05	1,19E-04
HX3	21.599,00	10.990,00	0,51	10.609,00	0,72	1,04	1,58	4,82E-05	1,44E-04
HX4	20.449,00	6.742,00	0,33	13.706,00	0,93	0,98	1,52	4,82E-05	2,26E-04
HX5	61.227,00	3.360,00	0,05	57.752,00	3,94	2,95	3,47	4,82E-05	1,03E-03
Vent	220,70	55,42	0,25	165,30	0,01	0,04	0,95	1,76E-04	1,72E-02
Inc	878.494,00	375.387,00	0,43	504.450,00	34,39	2,36	8,29	2,69E-06	2,21E-05
Poscomb	444.416,00	422.389,00	0,95	50.789,00	3,46	18,06	20,34	4,06E-05	4,82E-05
Turb	96.229,00	55.545,00	0,58	40.683,00	2,77	12,02	22,02	1,25E-04	3,96E-04
Cond	39.428,00	12.081,00	0,31	27.348,00	1,86	4,93	5,90	1,25E-04	4,88E-04
Pump	169,20	131,40	0,78	37,87	0,00	0,03	0,09	1,76E-04	6,90E-04
Ciclone	63.350,00	63.345,00	1,00	6,39	0,00	3,05	3,54	4,82E-05	5,58E-05
FBR	612.301,00	201.815,00	0,33	354.584,00	24,17	3,54	11,88	5,78E-06	5,89E-05

TABELA 5.10 -Taxas de exergia dos combustíveis do sistema.

Combustíveis	[kJ/h]
$\dot{E}_{F,tot}$	1,47E+06
\dot{E}_{RSU}	849731,00
\dot{E}_{CBG}	67685,00
$\dot{E}_{W,vent}$	220,70
$\dot{E}_{W,pump}$	169,20
\dot{E}_{sol}	333590,00
$\dot{E}_{rejeito}$	215365,00

Além da apresentação dos valores para verificação, destaca-se na TABELA 5.9 os valores de y_D , que mostram os equipamentos responsáveis pelos maiores valores de destruição de exergia. A soma de y_D não deve resultar em 100%, já que nem toda a exergia dos combustíveis é destruída. Os dois equipamentos que mais destroem exergia são o incinerador e o FBR, responsáveis por destruir 58,6% de toda exergia que entra no sistema. Este é um comportamento esperado de incineradores, já que boa parte da exergia química dos combustíveis é destruída no processo de combustão e transferência de calor durante o processamento de 47,82 kg/h de RSU com eficiência térmica de 84,8%. Já o FBR, recebe muita exergia através da incidência solar e exergia química dos rejeitos (548.955 kJ/h, 90,7% da exergia do combustível do FBR), mas tem uma eficiência baixa de conversão dessas fontes de exergia em biomassa (201.815 kJ/h). Contudo, esses dois equipamentos não possuem as piores eficiências exergéticas, pois apesar de destruírem as maiores quantidades de exergia, recebem e fornecem muita exergia na forma de combustível e produto. Entre os equipamentos com as piores eficiências exergéticas, destacam-se o trocador de calor HX5, o ventilador, e o condensador, já que os produtos gerados por esses equipamentos possuem baixa exergia, operando em temperaturas e pressões próximas à do ambiente. O ciclone apresenta a maior eficiência exergética, pois da forma como foi modelado, apenas retira do gás de combustão 0,14 kg de cinzas por hora. Já a câmara de pós combustão apresenta ϵ_E igual a 0,95, pois opera apenas com a queima direta de uma pequena quantidade de GLP (1,39 kg/h) com uma eficiência térmica de 96,5%.

5.4 OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA

Seguindo as indicações descritas na Seção 4.4, organizam-se os resultados dos equipamentos a partir daqueles com maior soma $\dot{Z}_k \dot{C}_{D,k}$, como mostrado na TABELA 5.11, colocando como maior prioridade os equipamentos com maiores custo não exergéticos somados aos custos de destruição de exergia.

Tem-se, por esses dados, que a prioridade de otimização é da turbina, seguida pelo FBR, HX2, incinerador, condensador, câmara de pós-combustão, HX5, HX1, HX4 e HX3. Para todos esses equipamentos, foram aplicadas as condições da Eq. (4.87), para isolá-los matematicamente do restante do sistema e analisou-se o comportamento de r_k , Eq. (4.85), com a variação de suas variáveis principais. Lembrando que otimizar r_k significa deixar que o produto de cada equipamento seja o mais barato possível para um preço fixo de combustível. Isso pode ser alcançado por melhora na eficiência do equipamento ou redução dos custos não exergéticos, mesmo com menor eficiência, como mostram os dois termos A_k e B_k da Eq. (5.4). Nesta Equação tem-se explicitados o termo referente à eficiência ($\varepsilon_{E,k} = \dot{E}_{P,k} / \dot{E}_{F,k}$) e aos custos não exergéticos, \dot{Z}_k .

TABELA 5.11 - Principais resultados para a análise exergoeconômica. Os cinco maiores resultados de cada coluna são destacados em tons de cinza, exceto por ε_E , onde os menores valores são destacados.

Equip.	$\dot{Z}_k \dot{C}_{D,k}$	r	f	\dot{C}_D	\dot{Z}_k	ε_e	\dot{E}_D	y_d
	[R\$/h]	[-]	[%]	[R\$/h]	[R\$/h]	[-]	[R\$/h]	[%]
Turb	15,08	2,17	66,29	5,08	9,996	0,58	40.683,00	2,77
FBR	10,40	9,19	80,29	2,049	8,35	0,33	354.584,00	24,17
HX2	7,87	1,46	30,79	5,45	2,42	0,50	113.135,00	7,71
Inc	7,29	7,21	81,37	1,36	5,93	0,43	504.450,00	34,39
Cond	4,39	2,91	22,16	3,42	0,97	0,31	27.348,00	1,86
Poscomb	4,34	0,19	52,48	2,06	2,28	0,95	50.789,00	3,46
HX5	3,30	20,44	15,75	2,78	0,52	0,05	57.752,00	3,94
HX1	1,41	2,31	38,21	0,87	0,54	0,4122	18.092,00	1,23
HX4	1,20	3,69	44,94	0,66	0,54	0,33	13.706,00	0,93
HX3	1,05	1,98	51,32	0,51	0,54	0,51	10.609,00	0,72
Vent	0,94	96,31	96,90	0,03	0,91	0,25	165,30	0,01
Ciclone	0,49	0,16	99,94	0,00	0,49	1,00	6,39	0,00
Pump	0,07	2,91	90,10	0,01	0,06	0,78	37,87	0,00

$$r_k = \frac{1}{\underbrace{\frac{\{\dot{E}_{P,k}\} cte}{\dot{E}_{F,k}}}_{A_k}} - 1 + \left(\frac{\dot{Z}_k}{\underbrace{\{\dot{c}_{F,k} \cdot \dot{E}_{P,k}\} cte}_{B_k}} \right) \quad (5.4)$$

5.4.1 Turbina

Ao se analisar a FIGURA 4.1, que mostra a entrada e saída da turbina, observa-se que as variáveis que podem ser modificada são \dot{m}_{vap} , T_{vap4} , η_{turb} , W_{turb} e h_{vap5} . O processo de minimização de r_{turb} exige que se mantenham constantes a taxa de produto e o custo de combustível do equipamento, como mostra a TABELA 5.12. Nesta tabela a taxa de exergia do produto é explicitada na primeira linha, e a taxa de exergia do combustível é o denominador do termo $c_{F,turb}$.

TABELA 5.12 – Parâmetros para minimizar r_{turb} em função do produto e combustível da turbina.

Variáveis para otimização	Valor fixado
$\dot{E}_{P,turb} = \dot{E}_{W,turb}$	55545,324 kJ/h
$c_{F,turb} = (\dot{C}_{vap4} - \dot{C}_{vap5}) / (\dot{E}_{vap4} - \dot{E}_{vap5})$	124,947 E-6 R\$/kJ

Escolheu-se variar a temperatura do vapor de entrada e a eficiência da turbina, tendo a condição do ponto vap5 como uma consequência da variação dos parâmetros. A FIGURA 5.5 mostra os resultados para a minimização de r_{turb} , em função de T_{vap4} e da eficiência isentrópica do equipamento, permitindo buscar os parâmetros de otimização pelo método gráfico. A TABELA 5.13 descreve com maior clareza os pontos de r_{turb} para η_{turb} iguais a 0,55 e 0,65 e os valores de T_{vap4} e \dot{m}_{vap} que devem ser modificados.

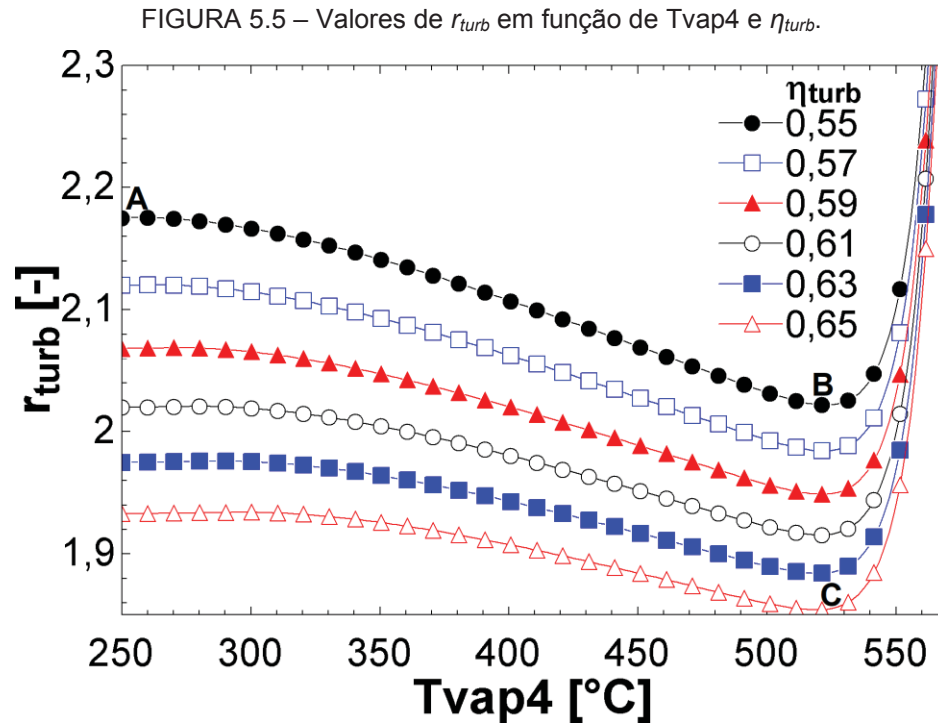


TABELA 5.13 – Valores da a minimização de r_{turb} de acordo com os valores da FIGURA 5.5.

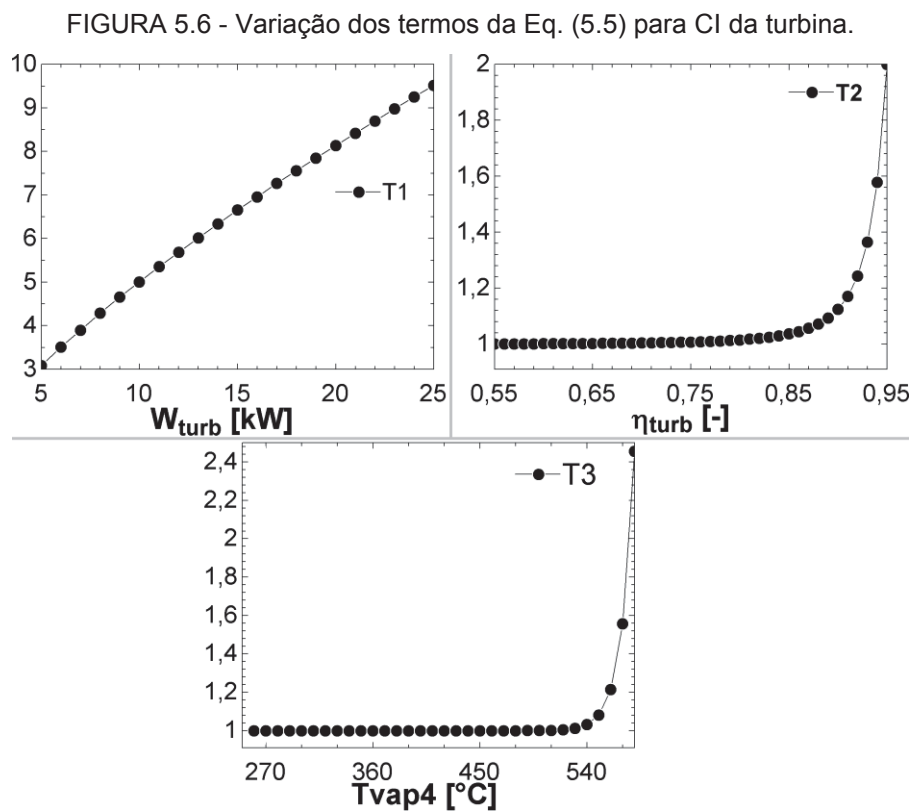
	Caso A	Caso B	Caso C
η_{turb} [-]	0,55	0,55	0,65
T_{vap4} [°C]	250,00	523,40	519,30
\dot{m}_{vap} [kg/h]	160,00	110,34	93,88
r_{turb}	2,18	2,02	1,85

O ponto mínimo para cada curva de r_{turb} acontece para a temperatura T_{vap4} ao redor de 521°C. A variação vertical de r_{turb} , na FIGURA 5.5 ao redor de 521°C é de 8,3% ao passar de η_{turb} igual a 0,55 para 0,65, entre os casos A e C. Já a variação horizontal de r_{turb} para a mesma eficiência de 0,55 é de 7,05% variando T_{vap4} de 250°C para 523,4°C, entre os casos A e B. Apesar da maior redução de r_{turb} ocorrer entre os casos A e C, prefere-se manter a turbina na baixa eficiência isentrópica, por ser um caso mais conservador, com maior probabilidade de representar a realidade desta turbina ainda em construção. A continuidade do estudo ocorrerá com a variação da turbina do estado A para o estado B.

Ressalta-se que este resultado para a turbina é sobretudo uma função de sua previsão de custo conforme a variação de seus parâmetros, indicada na literatura e destacada novamente na Eq. (5.5).

$$CI_{turb} = B_k \cdot \underbrace{(W_{turb}^{0.7})}_{T1} \cdot \underbrace{\left(1 + \left(\frac{0.05}{1 - \eta_{turb}}\right)^3\right)}_{T2} \cdot \underbrace{\left(1 + 5 \cdot \exp\left(\frac{T_{vap} + 273.15 - 866}{10.42}\right)\right)}_{T3} \quad (5.5)$$

A análise mais detalhada dos termos de CI_{turb} indica que os parâmetros operacionais originais desta turbina ainda estão bem abaixo da fronteira entre custo e desempenho. A variação dos termos T1, T2 e T3 da Eq. (5.5) são mostrados na FIGURA 5.6.



O termo T1, que varia em função da potência da turbina apresenta uma resposta quase constante ao longo de toda a faixa analisada, o que resultaria em variações perceptíveis para toda faixa de potência. Já os termos T2 e T3 apresentam resposta diferente de 1 apenas para condições distantes daquelas do projeto original desta turbina. Este resultado pode ser um indicativo, desta equação amplamente adotada na literatura, de que tanto a eficiência da turbina quanto sua temperatura de operação não estão ainda em patamares onde o custo por materiais mais resistentes ou técnicas avançadas de fabricação seria um diferencial. Elevar a temperatura de

250°C para 400°C é uma questão mais relacionada à disponibilidade de energia em temperaturas mais altas do que limitação do material da turbina. Elevar a eficiência de 0,55 para 0,75 pode ser também uma questão de desenvolvimento de projeto, pouco relacionado ao aumento de investimento. Esta equação para Cl_{turb} pode ser revisitada em outros estudos, tendo como foco a previsão de custo para turbinas à vapor de baixa potência e baixa temperatura.

Utilizando na turbina os valores indicados na otimização para a mais baixa eficiência de 0,55, removendo as restrições expostas na TABELA 5.12, e obtendo os resultados para a modelagem de toda a planta, pode-se observar o impacto dessa variação de parâmetros nos produtos de todo o do sistema e no tempo de *payback*, como indicado na TABELA 5.14. Os valores para o sistema original são adicionados para comparação.

TABELA 5.14 – Resultados do sistema para otimização apenas da turbina.

		Caso A	Caso B
		Sistema Original	Turbina otimizada $\eta_{turb} = 0,55$
Variáveis alteradas	η_{turb}	0,55	0,55
	T_{vap4} [°C]	250,00	523,40
	\dot{m}_{vap} [kg/h]	160,00	110,34
Produtos do sistema	$C_{W,turb}$ [R\$/kWh]	1,43	1,31
	C_{bio} [R\$/kg]	1,35	1,36
	C_{resf2} [R\$/m ³]	1,30	1,56
	C_{resf4} [R\$/m ³]	2,76	2,39
	$C_{subsídio}$ [R\$/kWh]	0,79	0,68
Variáveis locais	r_{turb} [-]	2,17	2,11
	f_{turb} [%]	66,29	73,40
	<i>Payback</i> [ano]	3,89	3,69

A potência gerada pela turbina teve uma redução de custo de 8,4%, saindo de 1,43 R\$/kWh para 1,31 R\$/kWh, o que resulta em uma redução no custo com subsídio em 13,9%. A menor vazão de vapor resultou em uma menor transferência de custo do gás quente para o vapor, resultando em \hat{C}_{gas8} mais caro. Este fluxo de gás opera como combustível do equipamento HX4, que pré-aquece o ar. Sendo assim, o ar pré-aquecido resulta mais caro (5,07E-5 R\$/kJ para 5,659E-5 R\$/kJ), aumentando o custo de todo o escoamento de gás quente. O gás quente mais caro,

que atua como combustível do FBR, resulta em biomassa também mais cara (acrécimo de 0,7%).

A menor vazão de vapor resulta também em $T_{gás9}$ mais elevada (283°C para 316°C), que deverá ser resfriado até 40°C por uma vazão de água 66% maior no HX5. O aumento de custos com o HX5 maior resulta em uma maior taxa de custo em \dot{C}_{resf4} (45% maior). Porém, como o aumento da vazão mássica deste fluxo foi maior do que o aumento da taxa de custo, tem-se um produto 13,4% mais barato por metro cúbico em resf4.

De forma similar, o produto resf2 ficou mais caro. Sua taxa de custo foi reduzida em 2,5% devido à menor vazão de vapor e redução no preço do condensador. Porém a vazão mássica de água de resfriamento foi reduzida em 18%, acarretando um produto 20% mais caro por metro cúbico.

Removendo as restrições expostas na TABELA 5.12, e recalculando todo o sistema, o valor de r_{turb} para o caso B passa a ser 2,8% menor, variando de 2,17 para 2,11. Contudo, o valor de f_{turb} desloca-se para ainda mais longe do valor de equilíbrio entre custo e eficiência, passando de 66,3% para 73,4%.

Por fim, entre reduções e aumentos de custo, o período de *payback* para o sistema foi reduzido em 5,1% com a aplicação da turbina otimizada.

5.4.2 Fotobiorreator

Seguindo a prioridade colocada pela análise exergoeconômica, o próximo equipamento a ser analisado é o FBR. A FIGURA 5.7 mostra a variação de r_{FBR} com o número de equipamentos. Originalmente o sistema conta com 6 unidades de FBR de 10 m³ cada. A TABELA 5.15 mostra os valores fixados para análise do FBR de acordo com a Eq. (4.87).

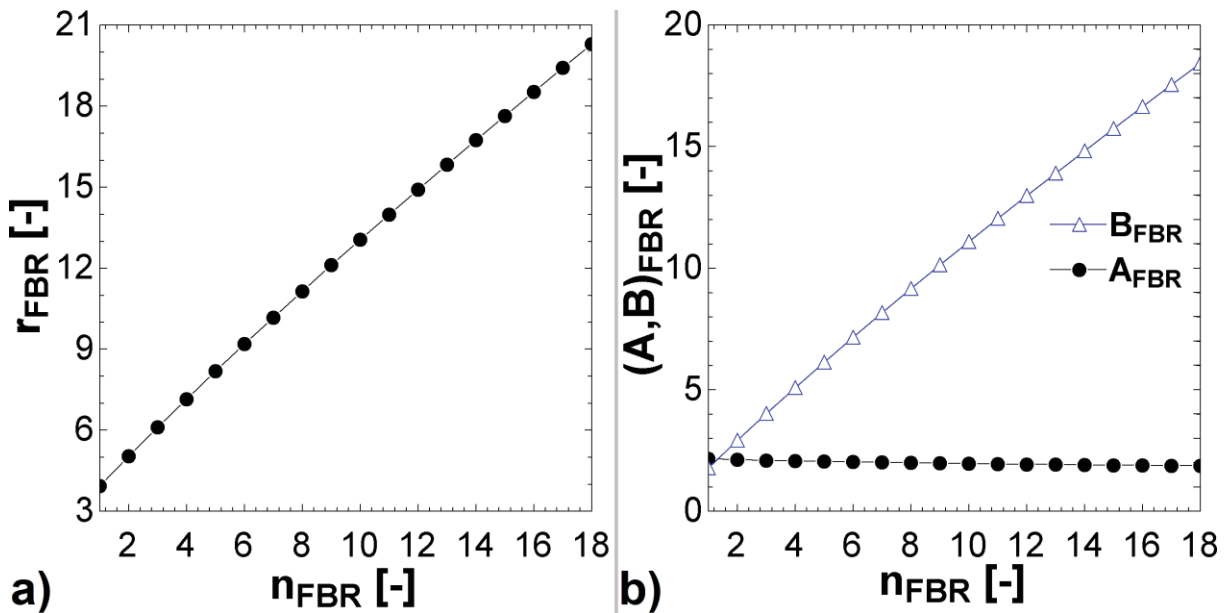
TABELA 5.15 – Parâmetros para variar r_{FBR} em função do produto e combustível do FBR.

Variáveis para otimização	Valor fixado
$\dot{E}_{P,FBR} = \dot{E}_{bio}$	201815,359 kJ/h
$CF_{FBR} = (\dot{C}_{gás11} + \dot{C}_{rejeito} + \dot{C}_{sol}) / (\dot{E}_{gás11} + \dot{E}_{rejeito} + \dot{E}_{sol})$	5,777 E-06 R\$/kJ

A FIGURA 5.7a mostra um comportamento crescente para r_{FBR} com a variação de n_{FBR} . Este comportamento se deve pela forma como a variação do CI do FBR foi

modelada. Por ser um equipamento modulável, seu custo foi colocado como constante pelo número de módulos. Este dado é reforçado pelo comportamento do termo B_{FBR} da Eq. (5.4) na FIGURA 5.7b com o aumento de n_{FBR} . Mesmo se o combustível do FBR fosse custoso, o que não é, pois, a entrada de energia solar é gratuita, rejeito quase gratuito e o gás é pouco custoso, o termo B_{FBR} seguiria sendo crescente, porém com uma intensidade menor. Na mesma figura vê-se que o termo A_{FBR} , referente à eficiência do equipamento, é praticamente constante. A eficiência do FBR é pouco dependente dos custos em CI e OM, sendo muito mais relacionada ao processo biológico. A quantidade de produto e combustível são diretamente proporcionais ao volume do equipamento, como mostra as Eq. (4.39) e Eq. (4.40), em função da incidência solar. Sendo assim, não ocorre para o FBR um ganho em eficiência com o aumento do capital aplicado, o que faria o termo A_{FBR} ser decrescente e o termo B_{FBR} , crescente. Desta forma, o FBR não é otimizável a partir deste modelo proposto.

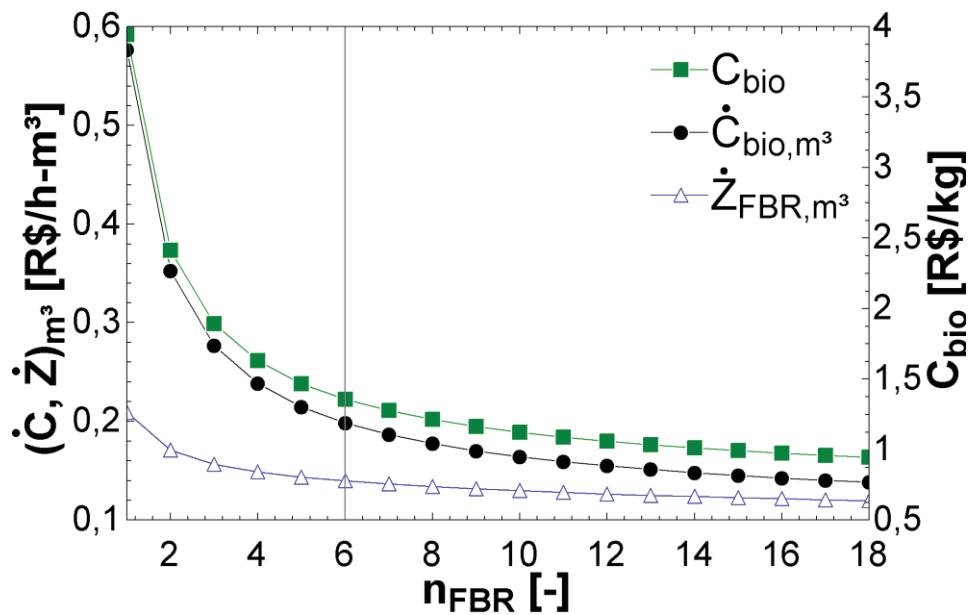
FIGURA 5.7 – a) Variação de r_{FBR} com o número de equipamentos, n_{FBR} , e b) variação dos termos A_{FBR} e B_{FBR} da Eq. (5.4) para o FBR.



Apesar disso, o custo por kg de biomassa produzida decrescente assintoticamente com o aumento do número de FBR, como mostra o eixo secundário da FIGURA 5.8. Para 18 unidades de FBR a taxa de custo por hora de biomassa por m^3 de FBR é de 0,14 R\$/h- m^3 , enquanto o custo total por hora ($\dot{Z}_{CI} + \dot{Z}_{OM}$) por m^3 de FBR é de 0,12 R\$/h- m^3 . Na mesma figura pode-se observar também que a redução deste custo será cada vez menor com a adição de cada FBR. O valor da biomassa

para 6 unidades teria uma redução de 30,3% ao se ampliar a estrutura para 18 unidades. Sendo assim, a configuração atual mostra-se em um patamar adequado entre custo de produto e investimento.

FIGURA 5.8 – Taxas de custos por m³ de FBR e custo de biomassa por unidade de exergia variando com o número de equipamentos.



A TABELA 5.16 mostra os resultados do sistema padrão e do sistema com 18 unidades de FBR. Os valores dos outros produtos do sistema, que não são relacionados ao FBR também sofrem modificados, pois, da forma como o custo de operação e manutenção foi modelado, esses custos são distribuídos proporcionalmente ao valor dos equipamentos. Como o valor de FBR triplicou nesta suposição de cenário, os custos dos outros produtos foram alterados. Nesta previsão, com o CI_{FBR} passando de R\$ 137.286,00 para R\$ 389.915,00 a previsão de *payback* do sistema foi elevada de 3,89 anos para 4,64 anos. Ressalta-se que a produção de biomassa teve seu custo por kg reduzido em 30,3%. Esta redução de custo pode somar à renda do sistema como uma maior margem de lucro na venda da biomassa, ou tornar este produto mais competitivo no mercado.

TABELA 5.16 - Produtos e *payback* para o sistema padrão e para o sistema com 18 FBR.

Variável alterada	n_{FBR}	Sistema Original	Sistema com n_{FBR} igual a 18
		6 unidades	18 unidades
Produtos do sistema	$C_{W,turb}$ [R\$/kWh]	1,42	1,31
	C_{bio} [R\$/kg]	1,36	0,94
	C_{resf2} [R\$/m ³]	1,29	1,21
	C_{resf4} [R\$/m ³]	2,77	2,62
	$C_{subsídio}$ [R\$/kWh]	0,78	0,68
Variáveis locais	r_{FBR} [-]	9,22	6,52
	f_{FBR} [%]	80,35	101,20
	Payback [ano]	3,85	4,61

5.4.3 Trocador de calor HX2

O trocador de calor HX2, que opera como evaporador do sistema, apresenta o terceiro maior valor para a soma $\dot{Z}_k \dot{C}_{D,k}$ entre os equipamentos, como mostra a TABELA 5.11. A minimização de r_{HX2} é realizada a partir dos parâmetros expostos na TABELA 5.17, e seu resultado exposto na FIGURA 5.9.

TABELA 5.17 – Condições da Eq. (4.87) para minimizar r_{HX2} em função do produto e combustíveis do equipamento HX2.

Variáveis para otimização	Valor fixado
$\dot{E}_{P,HX2} = \dot{E}_{vap3} - \dot{E}_{vap2}$	111848,412 kJ/h
$CF_{HX2} = (\dot{C}_{gás6} - \dot{C}_{gás7}) / (\dot{E}_{gás6} - \dot{E}_{gás7})$	48,160E-6 R\$/kJ

As imposições da TABELA 5.17 e a variação da área de HX2 resulta em uma queda na taxa de exergia do combustível do equipamento, a diferença entre $\dot{E}_{gás7}$ e $\dot{E}_{gás6}$, o que por sua vez resulta em um aumento na eficiência exergética, e uma redução no Termo A da Eq. (5.4) para o HX2. O aumento da área de troca térmica aumenta também os custos não exergéticos por hora, \dot{Z}_{HX2} , no termo B da Eq. (5.4). Os comportamentos contrários entre os termos A e B da equação Eq. (5.4) resultam na minimização de r_{HX2} .

O trocador de calor HX2 apresenta r_{HX2} mínimo para a área de troca térmica de 12,65 m², um aumento de 26,5% a mais do que os 10 m² de referência. A temperatura T_{vap2} que é alcançada com esta condição é de 124,8°C. Para isso a vazão de gases de combustão é modificada de 525 kg/h para 453,7 kg/h, enquanto a vazão de vapor é modificada de 160 kg/h para 153,5 kg/h, como mostra a TABELA 5.18.

FIGURA 5.9 – a) Resultado para a minimização de r_{HX2} em função da área de troca térmica de HX2. b) Taxa de custos não exergéticos e eficiência exergética em função de A_{HX2} .

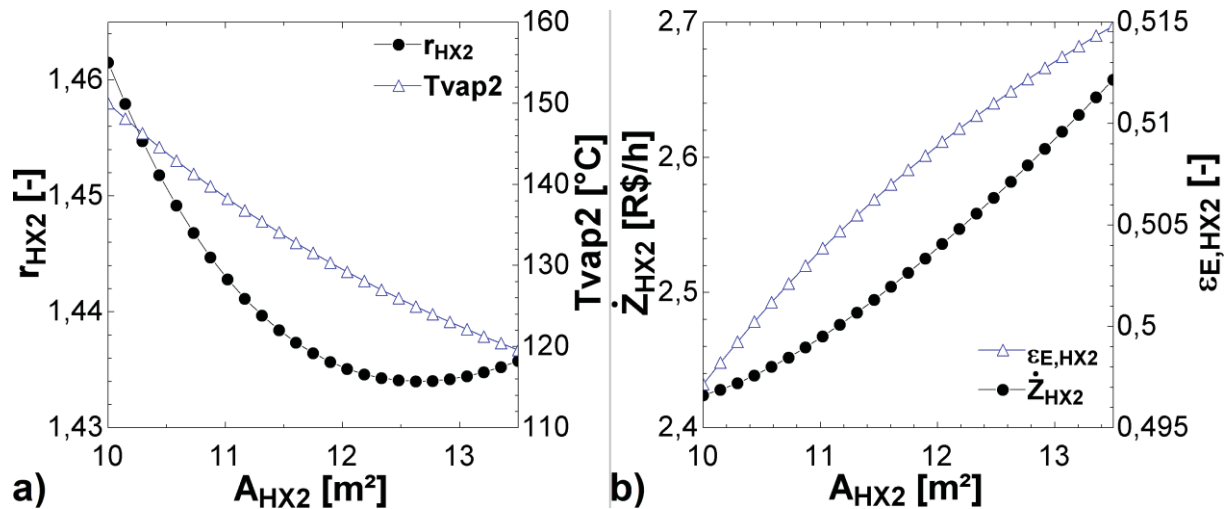


TABELA 5.18 - Produtos e *payback* para o sistema padrão e para o sistema com HX2 otimizado.

		Sistema Original	Sistema com HX2 otimizado
Variáveis alteradas	A_{HX2} [m²]	10,0	12,65
	T_{vap2} [°C]	150,0	124,8
	$\dot{m}_{gás}$ [kg/h]	525	453,7
	\dot{m}_{vap} [kg/h]	160,0	153,5
Produtos do sistema	$C_{W,turb}$ [R\$/kWh]	1,43	1,45
	C_{bio} [R\$/kg]	1,35	1,32
	C_{resf2} [R\$/m³]	1,30	1,33
	C_{resf4} [R\$/m³]	2,76	4,09
	$C_{subsídio}$ [R\$/kWh]	0,79	0,82
Variáveis locais	r_{HX2} [-]	1,46	1,44
	f_{HX2} [%]	30,79	33,74
	<i>Payback</i> [ano]	3,89	4,38

O único produto do sistema que teve redução de custos foi a biomassa, com uma redução de 2,34%. Essa redução ocorreu, pois, a taxa de custo com os gases de combustão foi reduzida, já que $\dot{m}_{gás}$ foi reduzida, sem reduzir a produtividade de biomassa, já que o CO₂ ocorre em excesso. Sendo assim, no balanço de custos do FBR houve uma redução no custo de um de seus combustíveis, resultando em biomassa mais barata.

O produto que teve a maior variação de preço foi o fluxo de água aquecida, resf4, do equipamento HX4. Essa variação ocorreu principalmente devido à redução

de 53% da vazão mássica de água neste equipamento, pois, além de haver uma menor vazão mássica de gases de combustão, a temperatura $T_{gás9}$ passou de 207,8°C para 132,4°C, reduzindo a demanda térmica para garantir $T_{gás10}$ igual a 40°C. O aumento de custo do fluxo de água resf2 no condensador também ocorre devido à redução da vazão mássica de água de resfriamento.

O aumento no custo da eletricidade gerada na turbina, e consequentemente no subsídio, deve-se à menor potência gerada na turbina para a menor vazão de vapor imposta no caso de HX2 otimizado. O período de *payback* do sistema resultou 12,5% maior com as modificações em HX2.

5.4.4 Incinerador

Seguindo a prioridade determinada pela análise exergoeconômica exposta na TABELA 5.11, o incinerador é o quarto equipamento a ser estudado. A minimização de r_{inc} é feita a partir da variação da temperatura de entrada do ar pré-aquecido, T_{ar2} , sendo realizada com os parâmetros expostos na TABELA 5.19, onde o subscrito vent,out,RSU refere-se apenas à parcela de ar que sai já pré-aquecida do ventilador para a queima do RSU.

TABELA 5.19 – Condições da Eq. (4.87) para minimizar r_{inc} em função do produto e combustíveis do incinerador.

Variáveis para otimização	Valor fixado
$\dot{E}_{P,inc} = \dot{E}_{gás3}$	375386,679 kJ/h
$CF_{inc} = (\dot{C}_{RSU} + \dot{C}_{vent,out,RSU}) / (\dot{E}_{RSU} + \dot{E}_{vent,out,RSU})$	2,691E-06 R\$/kJ

A função r_{inc} apenas mostra condições de minimização a partir de certos valores para o custo do RSU. Para a condição de RSU sem custo, condição padrão deste trabalho, a variável r_{inc} mostra-se apenas crescente com o aumento da temperatura do ar de entrada, T_{ar2} . Este comportamento de r_{inc} pode ser analisado na curva mais inferior da FIGURA 5.10a. Atribui-se, então, para continuidade da análise deste equipamento, um custo ao RSU, que será uma fração do custo de incineração, $\%C_{inc,serv}$, que pode ser entendido como o custo referente ao transporte e preparação do material. Para $\%C_{inc,serv}$ igual a 0,5% a função r_{inc} ainda não apresenta um mínimo, sendo similar ao comportamento do combustível gratuito. A partir de $\%C_{inc,serv}$ igual a 1,0%, r_{inc} mostra um valor de mínimo para T_{ar2} igual a 240°C. O ponto de mínimo da

função r_{inc} passa a ser cada vez maior conforme aumenta-se o valor do combustível. A TABELA 5.20 mostra para cada valor de $\%C_{inc, serv}$, o custo do RSU em R\$ por tonelada e a temperatura T_{ar2} para obter r_{inc} mínimo.

Ao aplicar a Eq. (5.4) para o incinerador, observa-se que o denominador do termo B_{inc} é mantido constante durante o processo de otimização. Contudo, dentro deste termo, encontram-se outras variáveis que podem ser modificadas para manter a exigência de $c_{F, inc}$ constante. O termo $c_{F, inc}$ para o incinerador, presente na Eq. (5.4), é desenvolvido e exposto na Eq. (5.6), e a variação de seus termos constituintes com T_{ar2} , mostrada na FIGURA 5.10b para o caso de c_{RSU} igual a 3% de $c_{inc, serv}$.

FIGURA 5.10 – a) Valores para r_{inc} em função de T_{ar2} e c_{RSU} . b) Termos que compõem $c_{F, inc}$ variando em função de T_{ar2} para c_{RSU} igual a 3% do custo da incineração.

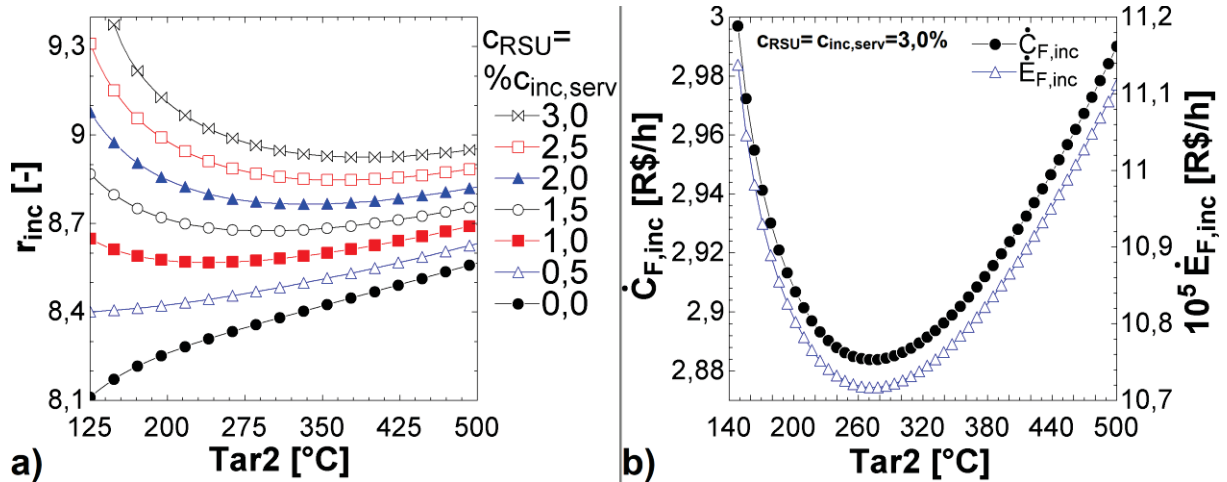


TABELA 5.20 – Custo atribuído ao RSU como uma fração do serviço do incineração, e ainda temperatura de T_{ar2} para o qual ocorre r_{inc} mínimo em cada caso da FIGURA 5.10a.

$\%C_{inc, serv}$	Custo RSU [R\$/ton]	T_{ar2} [°C]	r_{inc} [-]
0,0	0,0	125	8,11
0,5	11,6	125	8,40
1,0	23,2	240	8,57
1,5	34,8	293	8,68
2,0	46,4	332	8,77
2,5	58,0	362	8,85
3,0	69,6	390	8,92

$$c_{F, inc} = \frac{\dot{C}_{F, inc}}{\dot{E}_{F, inc}} = \frac{(c_{RSU} \cdot \dot{E}_{RSU} + c_{vent, out} \cdot e_{vent, out} \cdot \dot{m}_{ar, RSU})}{(\dot{E}_{RSU} + e_{vent, out} \cdot \dot{m}_{ar, RSU})} = \text{cte} \quad (5.6)$$

A imposição de $c_{F,inc}$ constante faz com que os termos de taxa de exergia, \dot{E} , e taxa de custo, \dot{C} , do RSU e do ar pré-aquecido tenham que se contrabalancear. O aumento de exergia do ar cada vez pré-aquecido em T_{ar2} maiores, reduz a necessidade de exergia vinda do RSU, porém, o ar passa a possuir custos cada vez maiores. Este balanço permite a otimização de r_{inc} para combustível mais caro, mas não acontece para combustível gratuito, onde o custo do ar será sempre maior do que o do RSU. Mesmo com a capacidade de otimização de r_{inc} para RSU mais caro, os menores valores de r_{inc} ocorrem para combustível gratuito.

Como o caso para combustível gratuito não possui otimização, sua condição padrão será mantida com T_{ar2} igual a 125°C. São expostos outros 3 casos para comparação na TABELA 5.21. No caso A tem-se o sistema padrão, com combustível gratuito e T_{ar2} igual a 125°C. O caso B mostra condição em que apenas o combustível tem incremento de valor de zero para 3% do que seria o serviço de incineração, mas a temperatura ainda se mantém como no caso padrão. O caso C mostra tanto o combustível com valor mais alto como a temperatura na condição ótima do incinerador. O caso D mostra o sistema com combustível gratuito e temperatura igual ao caso C.

TABELA 5.21 - Produtos e *payback* para o sistema padrão e para o sistema com incinerador e valor de combustível modificado.

		Caso A	Caso B	Caso C	Caso D
		Sistema Original	$C_{RSU} = 3\%$ $C_{inc,serv}$	$C_{RSU} = 3\%$ $C_{inc,serv}$	$C_{RSU} = 0\%$ $C_{inc,serv}$
Variáveis alteradas	C_{RSU} [R\$/ton]	0,00	69,61	69,61	0,00
	T_{ar2} [°C]	125	125	390	390
	\dot{m}_{CBG} [kg/h]	1,39	1,39	0,00	0,00
Produtos do sistema	$C_{W,turb}$ [R\$/kWh]	1,43	1,59	1,33	1,15
	C_{bio} [R\$/kg]	1,35	1,45	1,28	1,19
	C_{resf2} [R\$/m ³]	1,30	1,53	1,17	0,91
	C_{resf4} [R\$/m ³]	2,76	3,39	2,73	1,99
	$C_{subsídio}$ [R\$/kWh]	0,79	0,96	0,69	0,51
Variáveis locais	r_{inc} [-]	7,21	3,11	2,00	3,54
	f_{inc} [%]	81,37	56,85	53,13	73,55
	<i>Payback</i> [ano]	3,89	4,18	3,63	3,40

Na TABELA 5.21 pode-se observar que entre os casos A e B houve um esperado aumento de custo dos produtos devido ao aumento do valor do combustível

na principal entrada do sistema, sem a melhoria na temperatura de entrada de ar. Esse custo se propaga ao longo dos equipamentos, gerando produtos mais caros.

Nos casos C e D, onde T_{ar2} é igual a 390°C , não existe a necessidade de queima de combustível gasoso, já que $T_{gás3}$ é maior do que 900°C , o que resulta em um corte de custo de 9,66 R\$/h com GLP. Contudo, para manter a exigência de temperaturas de pré-aquecimento elevadas, existe a necessidade de que a vazão de RSU seja maior, aumentando os custos de CI e OM do incinerador de maior capacidade de 5,9 R\$/h para 6,1 R\$/h (+3,4%). Sendo assim, aumentar a temperatura de pré-aquecimento vai reduzir os preços dos produtos, já que o aumento de \dot{Z}_{inc} é muito menor do que a economia alcançada com a não utilização de GLP.

A influência da temperatura de entrada de ar na otimização do incinerador pode ser isoladamente analisada na comparação entre os casos B e C. Com o aumento da temperatura do ar, houveram reduções de custos em todos os produtos (-17,1% para a eletricidade gerada, -11,7% no custo de biomassa, -25,0% e -19,7% nos dois fluxos de água aquecida, -28,4% no preço do subsídio e -13,5% no *payback*). O impacto da otimização do incinerador será tão maior quanto maior for o valor do combustível de entrada.

Ressalta-se ainda a diferença entre os casos A e C. Mesmo com o aumento no custo do RSU, houve redução de custos em todos os produtos do sistema. Essa redução foi causada pela não necessidade de pós-queima com GLP e pela otimização do incinerador. Este resultado mostra que este equipamento consegue fornecer produtos mais baratos ao operar em sua condição ótima, mesmo utilizando um combustível de custo elevado.

O caso D é colocado para comparar os custos dos produtos apenas com a variação da temperatura T_{ar2} , sem adicionar custos ao combustível. Esta comparação reforça o bom resultado nos custos dos produtos ao se elevar a temperatura de pré-aquecimento.

Ainda na TABELA 5.21, pode-se observar o valor de r_{inc} e f_{inc} nos diferentes casos. O valor de r_{inc} teve uma redução máxima de 72,3% entre o caso padrão e o caso C. O caso C mostra-se com r_{inc} menor do que o caso D pois o valor mais alto do combustível reduz o segundo termo da Eq. (5.4). Já o valor de f_{inc} , que tem como ponto de equilíbrio o valor de 50%, teve uma redução máxima de 34,7% entre o caso A e o caso C, chegando ao valor de 53,13%. O valor de f_{inc} para o caso D mostra-se com pouca redução em relação aos outros casos, devido ao baixo valor do combustível.

Como mostra a Eq. (4.86), o valor de f_{inc} relaciona o custo de CI e OM do equipamento com a exergia destruída ao custo de combustível. Sendo assim, a partir do resultado de f_{inc} , o caso C é mais equilibrado entre custo de equipamento para o custo do combustível que é processado.

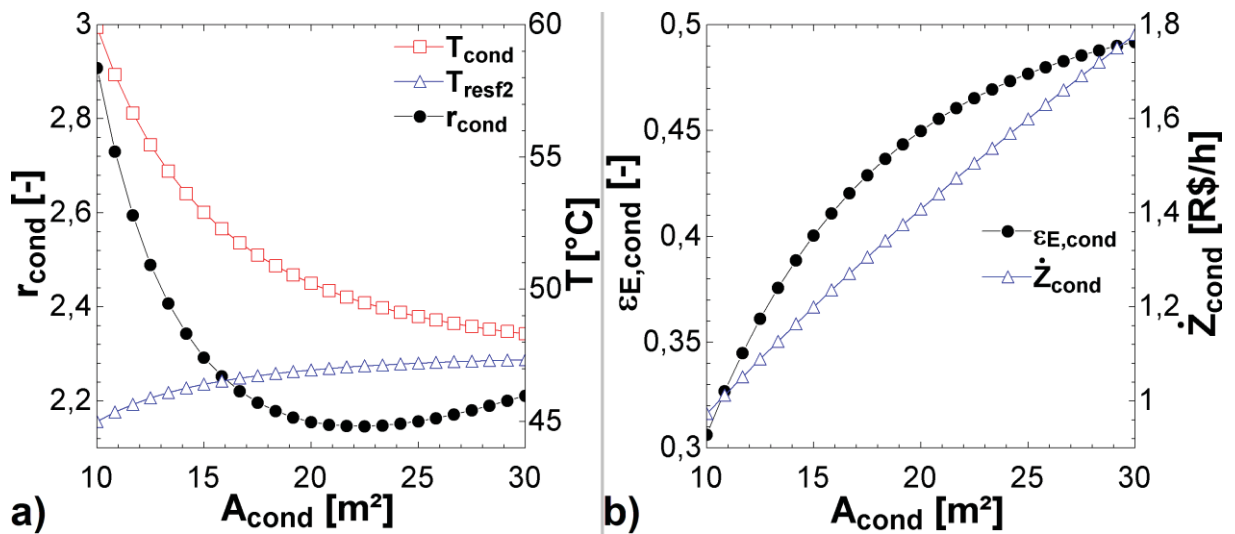
5.4.5 Condensador

A minimização de r_{cond} é realizada com os termos da TABELA 5.22 colocados como constantes, e a análise gráfica exposta na FIGURA 5.11. A partir da variação da área de troca térmica do condensador, A_{cond} , é possível identificar as condições que levam o condensador a ter seu valor mínimo para r_{cond} . Estes valores estão expostos na TABELA 5.23. Neste caso, para a área de 22,5 m² o valor de r_{cond} foi determinado igual a 2,17, uma redução de 2,2% em relação ao caso padrão.

TABELA 5.22 – Condições da Eq. (4.87) para minimizar r_{cond} em função do produto e combustíveis do condensador.

Variáveis para otimização	Valor fixado
$\dot{E}_{P,cond} = \dot{E}_{resf2} - \dot{E}_{resf1}$	12080,56 kJ/h
$CF_{cond} = (\dot{C}_{vap5} - \dot{C}_{liq6}) / (\dot{E}_{vap5} - \dot{E}_{liq6})$	124,95 E-6 R\$/kJ

FIGURA 5.11 - a) Resultado para a minimização de r_{cond} em função da área de troca térmica do condensador. b) Taxa de custos não exergéticos e eficiência exergética em função de A_{cond} .



Com o intuito de manter constante a geração de potência no ciclo Rankine ao longo da otimização de r_{cond} , a vazão mássica de vapor foi reduzida de 160 kg/h para

145 kg/h, enquanto a temperatura de condensação foi reduzida de 60°C para quase 50°C. O processo de minimização de r_{cond} é similar à minimização de r_{HX2} , com o aumento dos custos não exergéticos do equipamento (FIGURA 5.11b), e a redução da taxa de exergia do combustível do equipamento, resultando em aumento de eficiência exergética, e variações opostas dos termos da Eq. (5.4) para o condensador.

O produto do sistema que mais apresentou variação de custos com as condições para a otimização do condensador foi o fluxo de água aquecida resf4. Essa redução do custo por m³ ocorreu devido ao aumento de 32,6% na vazão de água de resfriamento, já que com a redução da vazão de vapor do ciclo Rankine a temperatura do ponto gás9 ficou maior. Os outros produtos não apresentaram mudanças significativas.

Além do valor de r_{cond} que indica diretamente sua otimização exergoeconômica, o valor de f_{cond} teve um aumento 112%, saindo de 22,16% para 46,95%, indicando que nesta configuração o condensador apresenta um bom equilíbrio entre custo e eficiência.

TABELA 5.23 - Produtos e *payback* para o sistema padrão e para o sistema com condensador otimizado.

		Sistema Original	Sistema com cond otimizado
Variáveis alteradas	A_{cond} [m ²]	10,0	22,5
	\dot{m}_{vapor} [kg/h]	160,0	145,0
	T_{vap1} [°C]	60,0	49,6
Produtos do sistema	$C_{W,turb}$ [R\$/kWh]	1,43	1,46
	C_{bio} [R\$/kg]	1,35	1,35
	C_{resf2} [R\$/m ³]	1,30	1,32
	C_{resf4} [R\$/m ³]	2,76	2,50
	$C_{subsídio}$ [R\$/kWh]	0,79	0,82
Variáveis locais	r_{cond} [-]	2,91	2,17
	f_{cond} [%]	22,16	46,95
	<i>Payback</i> [ano]	3,89	3,96

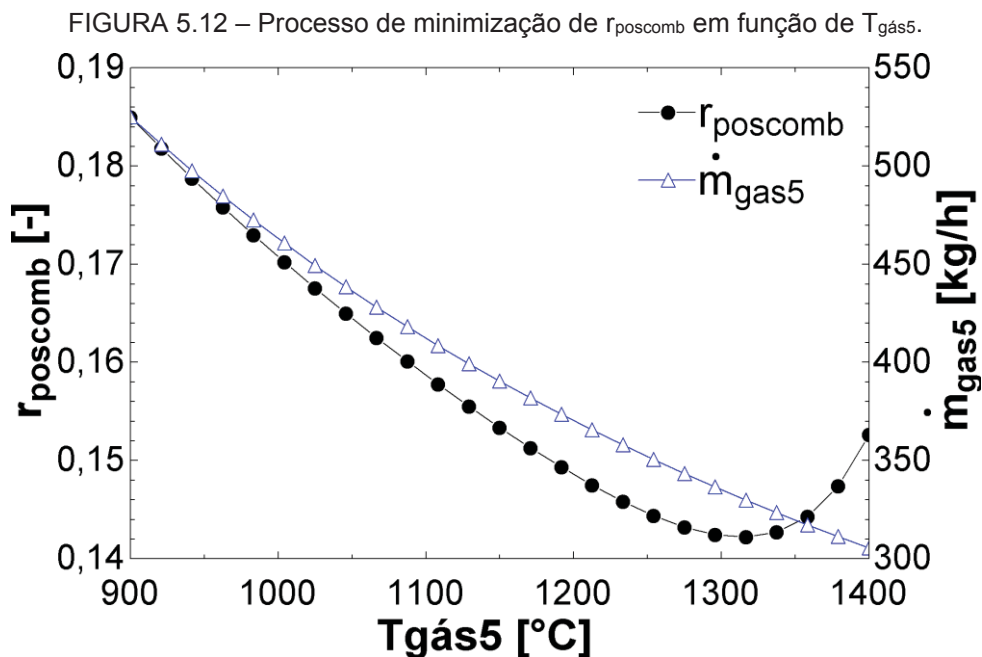
5.4.6 Câmara de pós-combustão

O sexto equipamento com a maior soma $\dot{Z}_k \dot{C}_{D,k}$ na TABELA 5.11 é a câmara de pós-combustão. Este equipamento já apresenta um valor muito baixo de $r_{poscomb}$, mas a minimização desta variável será desenvolvida para estudo. A TABELA 5.24 contém os valores colocados como constante para a minimização de $r_{poscomb}$, tendo o fluxo de gás5 como produto gerado e os fluxos de gás3, combustível gasoso e ar para queima do combustível gasoso como combustíveis da análise exergoeconômica.

TABELA 5.24 – Condições da Eq. (4.87) para minimizar $r_{poscomb}$ em função do produto e combustíveis da câmara de pós-combustão.

Variáveis para otimização	Valor fixado
$\dot{E}_{P,poscomb} = \dot{E}_{gás5}$	422389,10 kJ/h
$CF_{poscomb} = (\dot{C}_{gás3} + \dot{C}_{CBG} + \dot{C}_{ar,CBG}) / (\dot{E}_{gás3} + \dot{E}_{CBG} + \dot{E}_{ar,CBG})$	40,64 E-6 R\$/kJ

A FIGURA 5.12 mostra o processo de minimização de $r_{poscomb}$ em função da variação da temperatura de gases quentes, $T_{gás5}$. A temperatura e vazão mássica de gás5 para se obter a condição de $r_{poscomb}$ mínima são 1317,0°C e 329,8 kg/h, respectivamente.



Ao elevar a temperatura dos gases quentes com o uso de combustível gasoso na câmara de pós-combustão, há uma diminuição na demanda por RSU e consequentemente, redução na vazão mássica de gases. A imposição de altas temperaturas para a saída dos gases quentes exige um grande fornecimento de GLP, o que leva ao aumento de custo de todos os produtos do sistema. Diminuindo a receita com a incineração do RSU, e aumentando o gasto com CBG, o sistema passa a não mais apresentar uma possibilidade de retorno de investimento, como pode ser visto pelo período de *payback* negativo na TABELA 5.25.

TABELA 5.25 - Produtos e *payback* para o sistema padrão e para o sistema com a câmara de pós-combustão otimizada.

		Sistema Original	Sistema com poscomb otimizado
Variáveis alteradas	$T_{gás5}$ [°C]	900	1317,0
	$\dot{m}_{gás5}$ [kg/h]	525	329,8
Produtos do sistema	$C_{W,turb}$ [R\$/kWh]	1,43	3,09
	C_{bio} [R\$/kg]	1,35	1,72
	C_{resf2} [R\$/m³]	1,30	3,59
	C_{resf4} [R\$/m³]	2,76	6,82
	$C_{subsídio}$ [R\$/kWh]	0,79	2,45
Variáveis locais	$r_{poscomb}$ [-]	0,18	0,32
	$f_{poscomb}$ [%]	52,48	9,37
	\dot{C}_{CBG} [R\$/h]	9,66	55,59
	<i>Payback</i> [ano]	3,89	-10,88

Ressalta-se ainda, que os valores expostos na TABELA 5.25 são obtidos sem as restrições de $C_{F,poscomb}$ e $\dot{E}_{P,inc}$ constantes. Desta forma, ao deixar o sistema livre para realizar seus balanços de custo e exergia, tem-se um grande aumento no custo por unidade de exergia do combustível da câmara de pós-combustão, $C_{F,poscomb}$, saindo de 40,64E-6 R\$/kJ para 119,42E-6 R\$/kJ. Sendo assim, com este novo valor de combustível, o valor de $r_{poscomb}$ não diminui com a aplicação dos parâmetros encontrados na FIGURA 5.12.

Desta forma, a minimização de $r_{poscomb}$ não se mostrou uma alternativa possível de aplicação para o sistema da forma como foi modelado.

5.4.7 Trocador de calor HX5

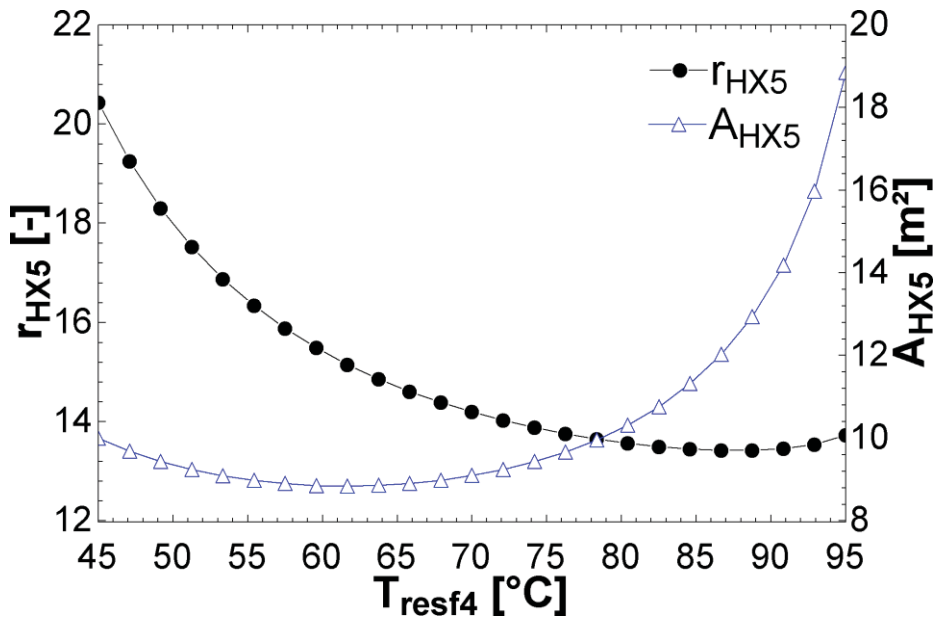
A minimização de r_{HX5} foi realizada com os parâmetros expostos na TABELA 5.26, onde a taxa de exergia do produto (gás5) e o custo por unidade de exergia do combustível (gás3, CBG, e ar para CBG) são mantidos constantes.

TABELA 5.26 – Condições da Eq. (4.87) para minimizar r_{HX5} em função do produto e combustíveis da câmara de pós-combustão.

Variáveis para otimização	Valor fixado
$\dot{E}_{P,HX5} = \dot{E}_{resf4} - \dot{E}_{resf3}$	3359,65 kJ/h
$C_{F,HX5} = (\dot{C}_{gás9} - \dot{C}_{gás10}) / (\dot{E}_{gás9} - \dot{E}_{gás10})$	48,16 E-6 R\$/kJ

A minimização de r_{HX5} é mostrada na FIGURA 5.13, bem como a variação da área de troca térmica deste trocador de calor. Este processo de minimização foi realizado a partir da variação da temperatura de saída do fluido frio, T_{resf4} , já que esta temperatura afeta diretamente um dos produtos do sistema. O menor valor de r_{HX5} ocorre para T_{resf4} igual a 87,8°C e área de 12,5 m². Observa-se que esta não é a área mínima de troca térmica, já que a minimização de r_{HX5} busca o menor preço relativo de produto, mesmo que isso signifique aumento de investimento inicial.

FIGURA 5.13 - Resultado para a minimização de r_{HX5} em função da temperatura do fluido frio, T_{resf4} .



A TABELA 5.27 mostra a variação de custo dos produtos do sistema para o caso padrão e para o sistema com HX5 otimizado. Quase todos os produtos tiveram pouca ou nenhuma variação, exceto pelo valor do fluxo de água aquecida $resf4$, que teve um aumento de 214%. Esse aumento do valor em R\$/m³ se deve à redução da vazão mássica. Contudo, analisando o valor de c_{resf4} , em R\$/MJ, observa-se que houve uma redução de 65% no custo por unidade de exergia deste escoamento, mesmo que sua temperatura tenha variado de 45°C para 87,8°C, o que permitiria a obtenção de uma margem de lucro ainda maior com este fluxo de água mais aquecida. Contudo, essa margem de lucro não foi implementada no cálculo de *payback*.

TABELA 5.27 - Produtos e *payback* para o sistema padrão e para o sistema com HX5 otimizado.

		Sistema Original	Sistema com HX5 otimizado
Variáveis alteradas	A_{HX5} [m ²]	10	12,5
	T_{resf4} [°C]	45	87,8
Produtos do sistema	$C_{W,turb}$ [R\$/kWh]	1,43	1,43
	C_{bio} [R\$/kg]	1,35	1,35
	C_{resf2} [R\$/m ³]	1,30	1,30
	C_{resf4} [R\$/m ³]	2,76	8,67
	$C_{subsídio}$ [R\$/kWh]	0,79	0,79
Variáveis locais	r_{HX5} [-]	20,44	6,53
	f_{HX5} [%]	15,75	18,31
	c_{resf4} [R\$/MJ]	1,03	0,36
	<i>Payback</i> [ano]	3,89	3,89

5.4.8 Trocadores de calor HX1, HX4 e HX3

A minimização de r_k para os três trocadores de calor restantes, HX1, HX4 e HX3 é realizada com os valores de taxa de exergia do produto e custo por unidade de exergia de combustível fixados na TABELA 5.28.

A FIGURA 5.14 mostra o processo de minimização de r_{HX1} em função da variação da temperatura do vapor no ponto vap1. O valor de r_{HX1} atinge seu ponto mínimo para a área de troca térmica de 23,75 m², como exposto na TABELA 5.29. A mudança de quase 24% na vazão de vapor que deixa HX1 operando em sua condição

ótima interfere em todo o sistema, resultando em um payback 2,5% menor do que o padrão.

A minimização de r_{HX4} é mostrada na FIGURA 5.15 em função de sua temperatura de saída de ar pré-aquecido, T_{ar2} , e sua configuração para operar no ponto ótimo, exposta na TABELA 5.30. Estas mudanças na configuração do sistema resultam em um período de payback 11% maior do que o caso padrão.

O trocador de calor HX3 não demonstrou possibilidade de minimização de r_{HX3} dentro das limitações impostas pelo sistema. A FIGURA 5.16a mostra a variação de r_{HX3} com a temperatura de entrada do trocador de calor, T_{vap3} , e a FIGURA 5.16b mostra a variação de r_{HX3} com a temperatura de saída do trocador de calor, T_{vap4} . A variação da temperatura T_{vap3} foi restrita à apenas 5°C devido às limitações de operação dos trocadores de calor adjacentes e as limitações impostas na TABELA 5.28.

TABELA 5.28 – Condições da Eq. (4.87) para minimizar r_{HX1} , r_{HX4} e r_{HX3} .

	Variáveis para otimização	Valor fixado
HX1	$\dot{E}_{P,HX1} = \dot{E}_{vap2} - \dot{E}_{vap1}$	12687,34 kJ/h
	$CF_{HX1} = (\dot{C}_{gás7} - \dot{C}_{gás8}) / (\dot{E}_{gás7} - \dot{E}_{gás8})$	48,16 E-6 R\$/kJ
HX4	$\dot{E}_{P,HX4} = \dot{E}_{ar2} - \dot{E}_{ar1}$	6742,19 kJ/h
	$CF_{HX4} = (\dot{C}_{gás8} - \dot{C}_{gás9}) / (\dot{E}_{gás8} - \dot{E}_{gás9})$	48,16 E-6 R\$/kJ
HX3	$\dot{E}_{P,HX3} = \dot{E}_{vap4} - \dot{E}_{vap3}$	10989,77 kJ/h
	$CF_{HX3} = (\dot{C}_{gás5} - \dot{C}_{gás6}) / (\dot{E}_{gás5} - \dot{E}_{gás6})$	48,16 E-6 R\$/kJ

FIGURA 5.14 - Resultado para a minimização de r_{HX1} em função de T_{vap1} .

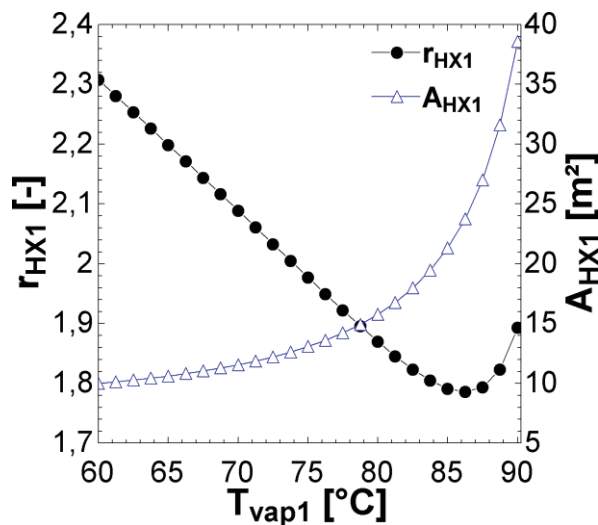


TABELA 5.29 - Produtos e *payback* para o sistema padrão e para o sistema com HX1 otimizado.

		Sistema Original	Sistema com HX1 Otimizado	Variação [%]
Variáveis alteradas	A_{HX1} [m ²]	10	23,75	137,4
	T_{vap1} [°C]	60	86,25	43,8
	\dot{m}_{vap} [kg/h]	160	198	23,8
Produtos do sistema	$C_{W,turb}$ [R\$/kWh]	1,43	1,38	-3,4
	C_{bio} [R\$/kg]	1,35	1,35	-0,7
	C_{resf2} [R\$/m ³]	1,30	1,82	39,4
	C_{resf4} [R\$/m ³]	2,76	8,07	193,0
	$C_{subsídio}$ [R\$/kWh]	0,79	0,74	-6,1
Variáveis locais	r_{HX1} [-]	2,31	1,79	-22,4
	f_{HX1} [%]	38,21	69,23	81,2
	$C_{P,HX1}$ [R\$/MJ]	0,16	0,13	-16,0
	<i>Payback</i> [ano]	3,89	3,79	-2,5

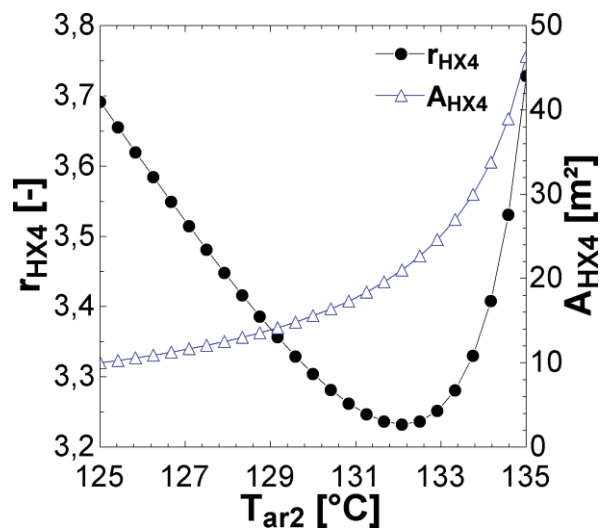
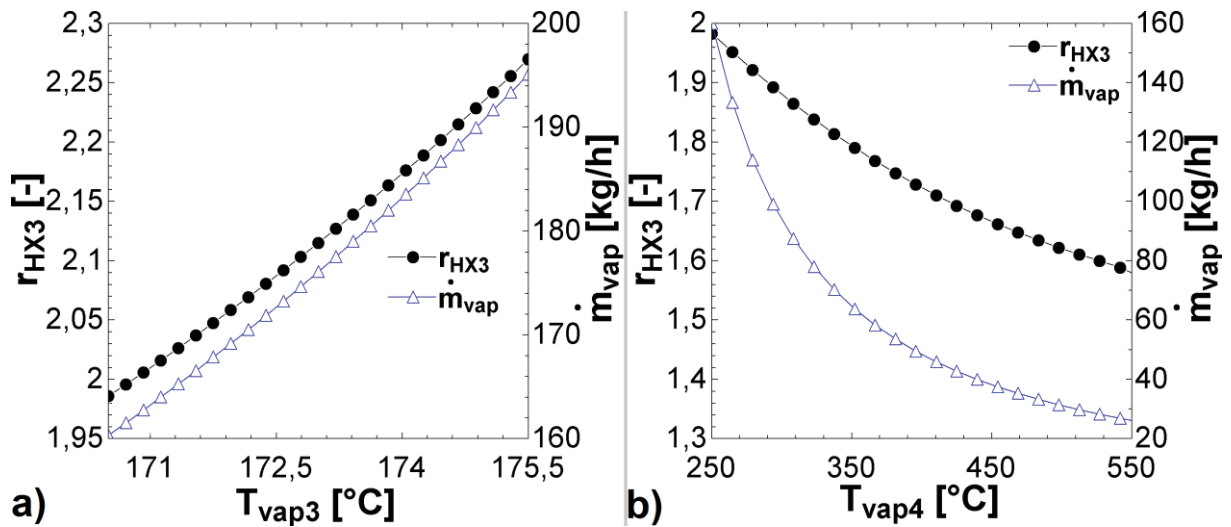
FIGURA 5.15 - Resultado para a minimização de r_{HX4} em função de T_{ar2} .

TABELA 5.30 - Produtos e *payback* para o sistema padrão e para o sistema com HX4 otimizado.

		Sistema Original	Sistema com HX4 Otimizado	Variação [%]
Variáveis alteradas	A_{HX4} [m ²]	10	21	110,0
	T_{ar2} [°C]	125	132	5,6
	$\dot{m}_{gás5}$ [kg/h]	525	463,3	-11,8
	$T_{gás5}$ [°C]	900	902,9	0,3
Produtos do sistema	$C_{W,turb}$ [R\$/kWh]	1,43	1,42	-0,7
	C_{bio} [R\$/kg]	1,35	1,32	-2,8
	C_{resf2} [R\$/m ³]	1,30	1,29	-1,2
	C_{resf4} [R\$/m ³]	2,76	4,71	70,8
	$C_{subsídio}$ [R\$/kWh]	0,79	0,78	-1,2
Variáveis locais	r_{HX4} [-]	3,69	3,23	-12,5
	f_{HX4} [%]	44,94	67,67	50,6
	$C_{P,HX4}$ [R\$/MJ]	0,23	0,20	-9,8
	<i>Payback</i> [ano]	3,89	4,32	11,0

FIGURA 5.16 – Tentativas de otimização de HX3 a partir da a) variação de T_{vap3} e b) T_{vap4} .

O ventilador, ciclone e bomba do Rankine não serão otimizados, já que os principais parâmetros de operação destes equipamentos são as vazões mássicas que impõem ou recebem de outros equipamentos com impactos exergoeconômicos maiores do que estes.

5.4.9 Análise geral

A TABELA 5.31 mostra as variações nos valores de f_k , ε_k e Cl_k para os equipamentos estudados nas seções anteriores. Entre todos os equipamentos

estudados todos tiveram seus valores de r_k minimizados, exceto pelo FBR que não apresentou comportamento de mínimo e pela câmara de pós-combustão que teve seu valor de $r_{poscomb}$ elevado.

TABELA 5.31 – Variação de valores de f_k , ε_k e Cl_k para os equipamentos que passaram pela otimização exergoeconômica. Em vermelho estão os equipamentos cujo f_k se afastou de 50%, e em azul, os equipamentos cujo f_k se aproximou de 50%.

Equip.	f_k	$f_{k,opt}$	$f_{k,var\%}$	ε_k	$\varepsilon_{k,opt}$	$\varepsilon_{k,var\%}$	Cl_k	$Cl_{k,opt}$	$Cl_{k,var\%}$
Turb	66,29	73,40	7,11	0,58	0,64	11,00	164.400,00	165.450,00	0,64
FBR	80,35	101,20	20,85	0,33	0,35	7,40	137.286,00	389.915,00	184,02
HX2	30,79	33,74	2,95	0,50	0,51	2,94	39.870,00	43.706,00	9,62
Inc	81,37	53,13	-28,24	0,43	0,52	20,83	97.500,00	100.425,00	3,00
Cond	22,16	46,95	24,79	0,31	0,47	51,89	16.000,00	26.027,00	62,67
Poscomb	52,48	9,37	-43,11	0,95	0,77	-19,34	37.500,00	28.418,00	-24,22
HX5	15,75	18,31	2,56	0,05	0,16	187,59	8.550,00	9.196,00	7,56
HX1	38,21	69,23	31,02	0,41	0,64	57,29	8.860,00	12.496,00	41,04
HX4	44,94	67,69	22,75	0,33	0,49	48,21	8.860,00	11.646,00	31,44

O fator exergoeconômico, f_k , que demonstra o equilíbrio entre custo e eficiência para o equipamento, foi elevado enquanto se aproximava do valor médio, 50%, para o HX2, condensador e HX5. Esses equipamentos passaram por melhoria de eficiência exergética com correspondente aumento de custo. Já o incinerador teve seu valor de f_k reduzido, aproximando-se de 50%, e mesmo assim apresentou melhoria de eficiência e elevação de custo. Este comportamento aparentemente contraditório entre a redução de f_k e aumento de eficiência/custo ocorreu devido à elevação de custo de combustível que foi analisada para esse equipamento, que conforme mostra a Eq. (4.86), tornou o investimento do equipamento melhor justificável pelo preço do combustível que processa.

O mesmo não pode ser dito a respeito da câmara de pós-combustão, que passou por uma condição contrária ao que ocorreu com o incinerador. Ao aplicar as condições indicadas pela minimização de $r_{poscomb}$, ocorreu uma elevação do custo de entrada do equipamento, prejudicando seu valor para $f_{poscomb}$ que já era também muito próximo do equilíbrio em 50%. A eficiência exergética deste equipamento caiu do excelente valor de 95% para 77%. Esta análise indica que este equipamento já operava em excelentes condições, e deve ser mantido em sua condição padrão.

A variação de eficiência e custo da turbina passa pela discussão já realizada a respeito de sua previsão de investimento de capital. Sua alta elevação de eficiência exergética (+11%), e consequente redução de destruição de exergia, realizada com apenas um sutil aumento em investimento (+0,64%) leva ao aumento do valor de f_{turb} .

A segunda condição exposta para o FBR não é uma otimização, apenas um aumento do número de equipamentos. Ao se elevar a quantidade de FBR, a injeção de gases de queima continua constante, já que gases de combustão são fornecidos em excesso. Sendo assim, ocorre uma melhora da eficiência exergética deste equipamento devido à constância dos gases de combustão como combustível comparado ao aumento da quantidade de produto com o aumento do volume do equipamento. Sendo assim, o valor de f_{FBR} aumenta devido à elevação do custo com equipamento.

Os trocadores de calor HX1 e HX4 tiveram grandes melhorias em eficiência exergética, com grandes aumentos percentuais de custo. Contudo, devido ao baixo valor original desses equipamentos, o impacto no sistema é pequeno, saindo de condições de baixo f_k , para valores elevados de f_k .

5.4.10 Otimização conjunta de equipamentos

A TABELA 5.32 mostra os valores que determinam o ponto ótimo de operação de cada um dos equipamentos otimizáveis do sistema. Como algumas dessas configurações são conflitantes, não é possível implementar todos os equipamentos otimizados simultaneamente.

TABELA 5.32 - Variáveis que determinam o ponto ótimo de cada um dos equipamentos.

	Equipamento						
Variável	Turb	HX2	Inc	Cond	HX5	HX1	HX4
$\dot{m}_{gás} [kg/h]$		453,7					463,3
$\dot{m}_{vap} [kg/h]$	110,34	153,5		145		198,05	
$T_{vap1} [^{\circ}C]$				49,6		86,25	
$T_{vap2} [^{\circ}C]$		124,8					
$T_{vap4} [^{\circ}C]$	532,4						
$T_{ar2} [^{\circ}C]$			390				132
$T_{resf4} [^{\circ}C]$					87,8		
$A_k [m^2]$		12,65		22,5	12,5	23,74	21

O primeiro cenário de otimização conjunta é composto pela turbina, incinerador, HX5 e HX1. Como o equipamento HX1 possui condições conflitantes de otimização com a turbina, será modificada apenas a temperatura T_{vap1} , mantendo \dot{m}_{vap} requerida pela turbina. Esses resultados são mostrados na TABELA 5.33. Esta tabela mostra os custos dos produtos, fluxo de caixa, CI total e *payback* do sistema e ainda os valores de r_k e f_k para os equipamentos otimizados. A primeira coluna mostra os dados na condição padrão, seguido na 3ª coluna pela implementação da turbina nas condições ótimas, na 5ª coluna são adicionadas as condições ótimas para o incinerador, e assim por diante, até que todos os quatro equipamentos estejam operando na condição ótima simultaneamente. As colunas *Var%* mostram a variação percentual entre os valores que estão ao seu redor, como por exemplo, -7,9% de variação entre $C_{W,turb}$ no estado padrão e no estado com turbina otimizada.

TABELA 5.33 - Variações de custos do sistema e *payback* com a implementação consecutiva de equipamentos otimizados. Custo do RSU, %C_{inc, serv}, igual a zero.

	Padrão	Var%	+Turb	Var%	+Inc	Var%	+HX5	Var%	+HX1
$C_{W,turb}$ [R\$/kWh]	1,43	-7,9	1,31	-18,4	1,07	0,0	1,07	3,9	1,11
C_{bio} [R\$/kg]	1,35	0,5	1,36	-12,4	1,19	0,0	1,19	1,9	1,21
C_{resf2} [R\$/m³]	1,30	19,8	1,56	-31,0	1,08	0,0	1,08	33,0	1,43
C_{resf4} [R\$/m³]	2,76	-13,1	2,39	-39,2	1,46	213,7	4,56	-0,6	4,54
$C_{subsídio}$ [R\$/kWh]	0,79	-14,3	0,68	-35,6	0,44	-0,1	0,44	9,6	0,48
Fluxo caixa [R\$/h]	36,91	4,3	38,50	14,1	43,92	0,0	43,94	0,3	44,06
CI _{total} [R\$]	551686	-1,1	545428	0,9	550368	0,1	550811	-5,8	518745
<i>Payback</i> [ano]	3,89	-5,2	3,69	-11,6	3,26	0,0	3,26	-6,1	3,06
r_{turb} [-]	2,17	-3,0	2,11	41,6	2,99	0,0	2,99	3,9	3,10
f_{turb} [%]	66,29	10,7	73,40	10,7	81,22	0,0	81,22	4,5	84,84
r_{inc} [-]	7,21	-5,3	6,83	-47,0	3,62	0,0	3,62	-0,3	3,61
f_{inc} [%]	81,37	-1,3	80,33	-7,7	74,11	0,0	74,11	-0,1	74,03
r_{HX5} [-]	20,44	-14,7	17,43	17,2	20,43	-68,1	6,51	-2,9	6,32
f_{HX5} [%]	15,75	-26,6	11,56	90,4	22,01	14,3	25,16	-4,6	24,00
r_{HX1} [-]	2,31	21,4	2,80	42,3	3,99	0,0	3,99	-0,5	3,96
f_{HX1} [%]	38,21	-1,3	37,73	24,6	47,02	0,0	47,02	18,3	55,61
$\epsilon_{E, sis, 1}$ [-]	0,186	0,2	0,186	1,7	0,190	3,2	0,196	-3,9	0,188
$\epsilon_{E, sis, 2}$ [-]	0,297	0,3	0,298	3,0	0,307	3,2	0,317	-3,9	0,304

Como desenvolvido nas seções anteriores, os custos dos produtos podem variar para mais ou para menos dependendo das modificações que os equipamentos otimizados causam no sistema. Contudo, todas as otimizações implementadas e

mostradas na tabela anterior causaram um aumento no fluxo de caixa e uma redução, ou manutenção, no período de *payback*, Eq. (5.1). A variação total de *payback* com os quatro equipamentos otimizados foi de -21,2% mantendo o custo do RSU igual a zero.

Como a otimização de cada equipamento interfere em todo o sistema, seus valores de r_k e f_k sofrem variação ao longo das implementações. Contudo, a variação de r_k para o próprio equipamento foi sempre negativa em relação à condição anterior com sua otimização. Esses valores são destacados em negrito na terceira parte da TABELA 5.33.

As variações da eficiência exergética do sistema são acompanhadas pelos valores de $\varepsilon_{E, sis}$ de acordo com a Eq. (4.57). O valor de $\varepsilon_{E, sis, 1}$ considera todas as entradas de exergia como combustível: RSU, CBG, eletricidade para bomba e ventilador e ainda a entrada de exergia pela incidência solar e rejeito orgânico. Enquanto que o valor de $\varepsilon_{E, sis, 2}$ desconsidera a entrada de exergia pela incidência solar e rejeito. Os valores para a eficiência exergética do sistema são melhorados com a otimização de todos os equipamentos, exceto pelo trocador de calor HX1, que leva à redução dessas eficiências, mas contribui fortemente para a redução do *payback*. A eficiência exergética para o sistema resultou em $\varepsilon_{E, sis, 1}$ igual a 18,8% e $\varepsilon_{E, sis, 2}$ igual a 30,4%.

Para a condição em que é considerado um custo para o processamento do RSU, $\%C_{inc, serv}$, igual a 3%, o *payback* parte de 4,18 anos para 3,19 anos (-23,7%), como mostra a TABELA 5.34. Considerar um custo de 69,6 R\$/ton para o processamento do RSU torna a análise mais conservadora, com um impacto final de 4,2% de aumento no período de *payback* após a otimização dos quatro equipamentos.

O valor da água aquecida após otimização passa a ser 1,89 R\$/m³, ou 3681 kg/h a 45°C, com um custo de 7,00 R\$/h fornecido pelo condensador. Já a água aquecido do equipamento HX5 resulta em 6,43 R\$/m³, ou 591,1 kg/h a 87,8°C, com um custo de 3,87 R\$/h. Na comparação de aquecimento destes fornecimentos de água até as temperaturas de saída dos equipamentos a partir de um aquecedor ideal à GLP, resultaria em um custo de 43,95 R\$/h para fornecer água nas condições que o condensador fornece e um custo de 22,2 R\$/h para fornecer o equivalente ao que o HX5 fornece. Os produtos deste sistema são 84% e 82,5% mais baratos do que o caso ideal com GLP.

TABELA 5.34 - Variações de custos do sistema e *payback* com a implementação consecutiva de equipamentos otimizados. Custo do RSU, % $C_{inc, serv}$, igual a 3%.

	Padrão	Var%	+Turb	Var%	+Inc	Var%	+HX5	Var%	+HX1
$C_{W, turb}$ [R\$/kWh]	1,59	-8,8	1,45	-15,6	1,23	0,0	1,23	2,6	1,26
C_{bio} [R\$/kg]	1,45	0,6	1,46	-11,3	1,29	0,0	1,29	1,8	1,31
C_{resf2} [R\$/m ³]	1,53	19,9	1,84	-24,7	1,39	0,0	1,39	36,5	1,89
C_{resf4} [R\$/m ³]	3,39	-12,3	2,97	-30,4	2,07	212,8	6,46	-0,6	6,43
$C_{subsídio}$ [R\$/kWh]	0,96	-14,6	0,82	-27,8	0,59	0,0	0,59	5,3	0,62
Fluxo caixa [R\$/h]	34,36	5,8	36,35	14,3	41,55	0,0	41,57	1,8	42,33
CI_{total} [R\$]	551686	-1,1	545428	0,9	550368	0,1	550811	-5,8	518745
<i>Payback</i> [ano]	4,18	-6,5	3,90	-11,7	3,45	0,04	3,45	-7,5	3,19
r_{turb} [-]	1,92	-4,2	1,84	27,0	2,34	0,0	2,34	3,1	2,41
f_{turb} [%]	61,86	12,4	69,51	9,3	76,00	0,0	76,00	5,9	80,47
r_{inc} [-]	3,11	-1,5	3,07	-35,0	1,99	0,0	1,99	0,3	2,00
f_{inc} [%]	56,85	-1,1	56,21	-5,8	52,96	0,0	52,96	0,3	53,11
r_{HX5} [-]	19,76	-13,9	17,00	11,0	18,87	-68,5	5,94	-2,4	5,80
f_{HX5} [%]	12,83	-27,3	9,33	66,8	15,56	15,7	18,00	-4,6	17,16
r_{HX1} [-]	2,12	21,5	2,58	29,4	3,33	0,0	3,33	-3,9	3,21
f_{HX1} [%]	32,75	-1,4	32,30	13,6	36,68	0,0	36,68	23,0	45,11

A substituição da otimização da turbina pelo trocador de calor HX2 mostra-se desfavorável em relação ao cenário já estudado. As imposições do equipamento HX2 limitam a otimização dos outros equipamentos, devido à redução de vazão mássica de gases de 525 kg/h para 454 kg/h. Com essas restrições a temperatura de pré-aquecimento T_{ar2} pode ser elevada para apenas 250°C, ao invés dos 390°C requerido para funcionamento ótimo do incinerador. A partir desta mudança de T_{ar2} igual a 250°C, o equipamento HX5 não tem mais condições de operar com T_{resf4} igual a 87,8°C. Além das questões de conflito com outros equipamentos, a imposição de HX2 ótimo eleva o período de *payback* em 12,6%, como mostra a TABELA 5.18.

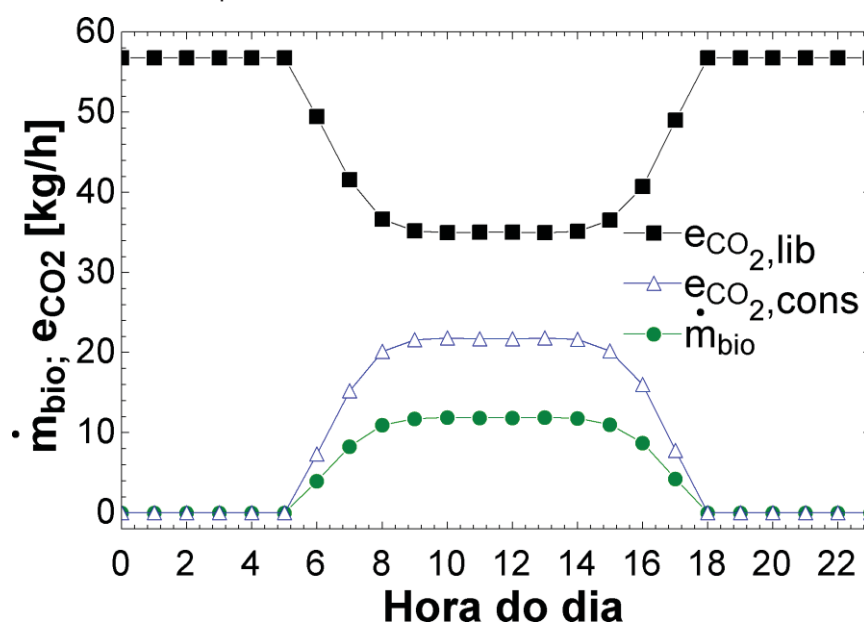
Os outros equipamentos, cuja otimização eleva o período de *payback*, que são o condensador e o HX4, não serão analisados em operação conjunta com outros equipamentos otimizados, pois fornecerão resultados piores do que os já analisados.

5.4.11 Simulações anuais

Utilizando os dados meteorológicos anuais para a cidade de Curitiba, tem-se que o custo médio da biomassa produzida com a planta na condição padrão é de 2,05 R\$/kg, enquanto que a biomassa produzida nos FBR de CHISTI, 2007, tem um valor

ajustado e convertido de 2,23 R\$/kg (0,47 US\$/kg no ano de 2007). A quantidade total produzida de biomassa nos 60 m³ de FBR foi de 29.563 kg ao longo do ano, absorvendo 54.200 kg por ano de CO₂. Do total de 218.090 kg de CO₂ gerado pelo incinerador no modo padrão, o FBR conseguiu absorver 25%, deixando que 163.872 kg de CO₂ ainda fosse liberado para atmosfera. A FIGURA 5.17 ilustra a produção de biomassa, a absorção de CO₂ e a liberação de CO₂ por hora no FBR do sistema padrão em um dia de intensa insolação, enquanto que a TABELA 5.35 resume os resultados anuais para o sistema padrão, para o sistema otimizado com custo de processamento do RSU e para o sistema otimizado sem o custo do RSU.

FIGURA 5.17 – Taxa de liberação e consumo de CO₂ e produção de biomassa por hora no FBR. Exemplo do mesmo dia utilizado na FIGURA 5.2.



A otimização do sistema não modifica a produção de biomassa, já que esta produção é função apenas da insolação e do volume do FBR, contudo a otimização varia o custo da biomassa. Entre o caso A e B, o custo por kg de biomassa foi reduzido em 2,9%, saindo de 2,05 R\$/kg para 1,99 R\$/kg. Para o cenário onde não haveria custo de processamento de combustível, o custo da biomassa é reduzido ainda mais, chegando a 1,84 R\$/kg. A otimização leva ainda a uma redução na liberação de CO₂, pois nesta condição não ocorre a necessidade de queima de GLP para manter os gases quentes com temperatura $T_{gás5}$ maior ou igual a 900°C. Ocorre uma redução de 3,1% na geração de CO₂, e como seu consumo permanece constante, resulta em uma redução de 4,1% na liberação de CO₂.

TABELA 5.35 – Custo médio da biomassa produzida e os fluxos anuais de biomassa e CO₂ no FBR.

	Caso A	Caso B	Caso C		
	Padrão	Otimizado	Otimizado	Var%	Var%
CRSU	0% C_{inc,serv}	3% C_{inc,serv}	0% C_{inc,serv}	A-B	A-C
C_{bio} médio [R\$/kg]	2,05	1,99	1,84	-2,9	-10,2
m_{bio} [kg/ano]	29.563	29.563	29.563	0,0	0,0
m_{CO2,GER} [kg/ano]	218.090	211.288	211.288	-3,1	-3,1
m_{CO2,CONS} [kg/ano]	54.201	54.201	54.201	0,0	0,0
m_{CO2,LIB} [kg/ano]	163.872	157.074	157.074	-4,1	-4,1

6 CONCLUSÃO

Este trabalho analisou uma planta integrada de geração de potência aproveitando a energia térmica da incineração de resíduos sólidos provenientes de um campus universitário. Os gases resultantes da incineração são submetidos a um filtro biológico de emissões. Este filtro biológico, composto por 6 unidades de fotobiorreatores de 10 m³ cada, absorve parte do CO₂ proveniente da combustão para promover o crescimento de microalgas que serão destinadas, principalmente, à produção de biodiesel. Os componentes deste sistema foram submetidos a uma análise exergoeconômica, uma abordagem que utiliza da exergia para guiar uma melhoria de eficiência financeira do sistema.

As principais conclusões desta Tese são:

- Foram determinados os parâmetros do sistema que influenciam nos custos de investimento de capital de cada equipamento, e como a variação desses parâmetros levam à variação do investimento.
- Os modelos foram desenvolvidos e trouxeram resultados consistentes com dados experimentais da planta. do sistema com a variação de parâmetros e obtenção dos primeiros valores associados aos custos dos produtos do sistema, verificando sua capacidade de retorno de investimento e exequibilidade como sistema viável de incineração, geração de potência e produção de microalgas.
- Pela análise exergoeconômica, sete dos dez equipamentos puderam ser otimizados pela minimização de r_k , enquanto quatro dos sete equipamentos otimizados levaram a uma redução no período de *payback* ao ter seus parâmetros otimizados implementado no sistema. Foram eles: A turbina, o incinerador e os trocadores de calor HX5 e HX1. A redução total de *payback* partiu de 3,89 anos para 3,06 anos na condição de combustível sólido sem custo e de 4,18 anos para 3,19 anos com combustível sólido custando 70 R\$ por tonelada.
- Entre os produtos gerados, o valor final da eletricidade resultou entre 76% e 100% mais cara do que a eletricidade fornecida pela rede, mas ainda assim conta como 15,43 kW fornecidos pelo sistema, que resulta em receita para o sistema. A produção de 29,5 toneladas por ano de biomassa de microalgas ao um custo de 1,84 R\$/kg. Este valor é 17,5%

mais barato do que o valor ajustado e convertido de 2,23 R\$/kg apresentador por CHISTI, 2007. O fornecimento de água aquecida pelo sistema também apresenta produtos que chegam a ser 82% mais barato do que seria pela utilização de GLP.

Este sistema pode ainda se favorecer de um maior escalonamento dos equipamentos, principalmente com o aumento da capacidade de incineração e aumento da potência e eficiência da turbina. Mesmo neste cenário de planta piloto em um campus universitário o sistema apresenta um período de *payback* bastante atrativo. Sistemas como este podem ser considerados para as atuais plantas termoelétricas movidas à biomassa, onde os gases de combustão possuem baixo teor de enxofre e outros componentes nocivos às microalgas. Como exemplo, é possível citar o setor sucroalcooleiro que obtém energia a partir da queima da cana-de-açúcar e ainda possui necessidade de calor de processo. Além da geração de eletricidade já comum neste setor, pode-se ainda considerar a geração de microalgas para a geração de biodiesel em regiões afastadas dos grandes centros produtores.

A partir das dificuldades encontradas neste trabalho e das oportunidades de estudo visualizadas, ficam como sugestões para trabalhos futuros:

- A pesquisa e desenvolvimento de correlações para previsão de investimento de capital para equipamentos do setor de geração de potência, em especial para turbinas de pequeno porte.
- A aplicação desta proposta de planta integrada de produção em grande escala.
- O estudo da integração da produção de peixe em cativeiro como fornecedor de matéria orgânica para as microalgas no FBR.

7 REFERÊNCIAS

- ABRELPE. **Abrelpe - Associação Brasileira de Empresas de Limpeza Pública e Resíduos Especiais**, 16 fev. 2019. Disponível em: <<http://abrelpe.org.br/>>. Acesso em: 16 fev. 2019
- ABUSOGLU, A.; DEMIR, S.; KANOGLU, M. Thermoeconomic assessment of a sustainable municipal wastewater treatment system. **Renewable Energy**, v. 48, p. 424–435, dez. 2012.
- AZIZ, M. Power generation from algae employing enhanced process integration technology. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 109, p. 297–306, maio 2016.
- BALCAZAR, J. G. C.; DIAS, R. A.; BALESTIERI, J. A. P. Analysis of hybrid waste-to-energy for medium-sized cities. **Energy**, v. 55, p. 728–741, 15 jun. 2013.
- BAZZO, E. **Geração de vapor**. 2. ed. Florianópolis: Ed. da UFSC, 1995.
- BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal Design and Optimization**. [s.l.] John Wiley & Sons, 1996.
- CALISE, F. et al. Exergetic and exergoeconomic analysis of a novel hybrid solar–geothermal polygeneration system producing energy and water. **Energy Conversion and Management**, v. 115, p. 200–220, 1 maio 2016.
- CARNEIRO, M. L. N. M.; GOMES, M. S. P. Energy, exergy, environmental and economic analysis of hybrid waste-to-energy plants. **Energy Conversion and Management**, v. 179, p. 397–417, 1 jan. 2019.
- ÇENGEL, Y. A. et al. **Termodinâmica**. Edição: 7ª ed. [s.l.] AMGH, 2013.
- ÇENGEL, Y.; BOLES, M. **Thermodynamics: An Engineering Approach**. [s.l.] McGraw-Hill Education, 2010.
- CHAMPAGNE, P. Chapter 9 - Biomass A2 - Letcher, Trevor M. In: **Future Energy**. Oxford: Elsevier, 2008. p. 151–170.
- CHANNIWALA, S. A.; PARIKH, P. P. A unified correlation for estimating HHV of solid, liquid and gaseous fuels. **Fuel**, v. 81, n. 8, p. 1051–1063, maio 2002.
- CHISTI, Y. Biodiesel from microalgae. **Biotechnology Advances**, v. 25, n. 3, p. 294–306, maio 2007.
- CHISTI, Y. Constraints to commercialization of algal fuels. **Journal of Biotechnology**, v. 167, n. 3, p. 201–214, 10 set. 2013.
- CHISTI, Y. Chapter 1 - Introduction to algal fuels. In: PANDEY, A. et al. (Eds.). **Biofuels from Algae (Second Edition)**. Biomass, Biofuels, Biochemicals. [s.l.] Elsevier, 2019. p. 1–31.

CHOO, K.; GALANTE, R. M.; OHADI, M. M. Energy consumption analysis of a medium-size primary data center in an academic campus. **Energy and Buildings**, v. 76, p. 414–421, jun. 2014.

COLMENAR-SANTOS, A. et al. Thermodynamic and exergoeconomic analysis of energy recovery system of biogas from a wastewater treatment plant and use in a Stirling engine. **Renewable Energy**, v. 88, p. 171–184, abr. 2016.

CORRÊA, D. DE O. Desenvolvimento e caracterização do cultivo de microalgas em fotobiorreator alimentado por emissões gasosas de motores. 2015.

DALMO, F. C. et al. Energy recovery overview of municipal solid waste in São Paulo State, Brazil. **Journal of Cleaner Production**, v. 212, p. 461–474, 1 mar. 2019.

EBOH, F. C.; AHLSTRÖM, P.; RICHARDS, T. Estimating the specific chemical exergy of municipal solid waste. **Energy Science & Engineering**, v. 4, n. 3, p. 217–231, 1 maio 2016.

ELSAFI, A. M. Exergy and exergoeconomic analysis of sustainable direct steam generation solar power plants. **Energy Conversion and Management**, v. 103, p. 338–347, out. 2015.

FENG, Y. et al. Performance comparison of low-grade ORCs (organic Rankine cycles) using R245fa, pentane and their mixtures based on the thermoeconomic multi-objective optimization and decision makings. **Energy**, v. 93, Part 2, p. 2018–2029, 15 dez. 2015.

GALANTE, R. M. **Análise termodinâmica de uma planta termoelétrica a biomassa assistida por energia solar**. Dissertação—Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2015.

GHAFFARPOUR, Z. et al. Thermoeconomic assessment of a novel integrated biomass based power generation system including gas turbine cycle, solid oxide fuel cell and Rankine cycle. **Energy Conversion and Management**, v. 161, p. 1–12, 1 abr. 2018.

HOLANDA, M. R. DE [UNESP. **Perspectivas da co-geração com resíduos sólidos municipais sob a ótica da gestão ambiental**.

HOLANDA, M. R.; PERRELLA BALESTIERI, J. A. Optimisation of environmental gas cleaning routes for solid wastes cogeneration systems. Part II – Analysis of waste incineration combined gas/steam cycle. **Energy Conversion and Management**, v. 49, n. 4, p. 804–811, abr. 2008.

INCROPERA, F. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. [s.l.] LTC, 2008.

JAMASB, T.; NEPAL, R. Issues and options in waste management: A social cost–benefit analysis of waste-to-energy in the UK. **Resources, Conservation and Recycling**, v. 54, n. 12, p. 1341–1352, out. 2010.

JAMIL, M. A.; ZUBAIR, S. M. Design and analysis of a forward feed multi-effect mechanical vapor compression desalination system: An exergo-economic approach. **Energy**, v. 140, p. 1107–1120, 1 dez. 2017.

KIM, M. et al. Performance assessment and system optimization of a combined cycle power plant (CCPP) based on exergoeconomic and exergoenvironmental analyses. **Korean Journal of Chemical Engineering**, v. 34, n. 1, p. 6–19, 1 jan. 2017.

KOSARIC, N.; NGUYEN, H. T.; BERGOUGNOU, M. A. Growth of *Spirulina maxima* algae in effluents from secondary waste-water treatment plants. **Biotechnology and Bioengineering**, v. 16, n. 7, p. 881–896, 1 jul. 1974.

LAZZARETTO, A.; TSATSARONIS, G. SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems. **Energy**, v. 31, n. 8–9, p. 1257–1289, jul. 2006.

LECKNER, B. Process aspects in combustion and gasification Waste-to-Energy (WtE) units. **Waste Management**, Special Thematic Issue: Waste-to-Energy Processes and Technologies. v. 37, p. 13–25, mar. 2015.

MCGINN, P. J. et al. Integration of microalgae cultivation with industrial waste remediation for biofuel and bioenergy production: opportunities and limitations. **Photosynthesis Research**, v. 109, n. 1–3, p. 231–247, 1 set. 2011.

MEYER, C.; REBELLER, M. **Process for growing algae**, 21 mar. 1972. Disponível em: <<https://patents.google.com/patent/US3650068A/en>>. Acesso em: 25 fev. 2019

MONNI, S. From landfilling to waste incineration: Implications on GHG emissions of different actors. **International Journal of Greenhouse Gas Control**, v. 8, p. 82–89, maio 2012.

MORAES, L. et al. Engineering strategies for the enhancement of *Nannochloropsis gaditana* outdoor production: Influence of the CO₂ flow rate on the culture performance in tubular photobioreactors. **Process Biochemistry**, v. 76, p. 171–177, 1 jan. 2019.

MORAN, M. J. et al. **Princípios de Termodinâmica Para Engenharia**. Edição: 7^a ed. [s.l.] LTC Editora, 2013.

PARIKH, J.; CHANNIWALA, S. A.; GHOSAL, G. K. A correlation for calculating HHV from proximate analysis of solid fuels. **Fuel**, v. 84, n. 5, p. 487–494, mar. 2005.

PORTEOUS, A. Why energy from waste incineration is an essential component of environmentally responsible waste management. **Waste Management**, 1st UK Conference and Exhibition on Biodegradable and Residual Waste Management. v. 25, n. 4, p. 451–459, 2005.

PSOMOPOULOS, C. S.; BOURKA, A.; THEMELIS, N. J. Waste-to-energy: A review of the status and benefits in USA. **Waste Management**, First international conference on environmental management, engineering, planning and economics. v. 29, n. 5, p. 1718–1724, maio 2009.

ROOSEN, P.; UHLENBRUCK, S.; LUCAS, K. Pareto optimization of a combined cycle power system as a decision support tool for trading off investment vs. operating costs. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 42, n. 6, p. 553–560, 1 jun. 2003.

SADEGHI, M. et al. Multi-objective optimization of a novel syngas fed SOFC power plant using a downdraft gasifier. **Energy**, v. 148, p. 16–31, 1 abr. 2018.

SINGH, H. M. et al. Bio-fixation of flue gas from thermal power plants with algal biomass: Overview and research perspectives. **Journal of Environmental Management**, 23 fev. 2019.

SINGH, V.; TIWARI, A.; DAS, M. Phyco-remediation of industrial waste-water and flue gases with algal-diesel engenderment from micro-algae: A review. **Fuel**, v. 173, p. 90–97, 1 jun. 2016.

STEVE CLARKE; FERNANDO PRETO. **Biomass Burn Characteristics**. Disponível em: <<http://www.omafra.gov.on.ca/english/engineer/facts/11-033.htm>>. Acesso em: 10 jul. 2016.

SUGAI, M. H. Modelagem matemática de coluna de gaseificação de fotobiorreatores tubulares para cultivo de microalgas. 9 out. 2012.

TELLES, E. C. et al. A genset and mini-photobioreactor association for CO₂ capturing, enhanced microalgae growth and multigeneration. **Renewable Energy**, v. 125, p. 985–994, 1 set. 2018.

The World Bank. Disponível em: <<https://data.worldbank.org/indicator/SP.POP.TOTL>>. Acesso em: 16 fev. 2019.

TRINDADE, A. B. et al. Advanced exergy analysis and environmental assesment of the steam cycle of an incineration system of municipal solid waste with energy recovery. **Energy Conversion and Management**, v. 157, p. 195–214, 1 fev. 2018.

TSATSARONIS, G. Combination of Exergetic and Economic Analysis in Energy Conversion Processes, Proceedings, European Congress on Economic and Management of Energy in Industry. 1984.

VARGAS, J. V. C. et al. The microalgae derived hydrogen process in compact photobioreactors. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 39, n. 18, p. 9588–9598, 15 jun. 2014.

VEHLOW, J. Air pollution control systems in WtE units: An overview. **Waste Management**, Special Thematic Issue: Waste-to-Energy Processes and Technologies. v. 37, p. 58–74, mar. 2015.

VIJAY KRISHNA MOKA. **ESTIMATION OF CALORIFIC VALUE OF BIOMASS FROM ITS ELEMENTARY COMPONENTS BY REGRESSION ANALYSIS**. ROURKELA: NATIONAL INSTITUTE OF TECHNOLOGY, 2012.

WANG, Y. et al. Characteristics and trends of research on waste-to-energy incineration: A bibliometric analysis, 1999–2015. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 66, p. 95–104, dez. 2016.

WYLEN, G. J. V.; BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da termodinâmica**. [s.l.] Edgard Blucher, 2009.

XIN-GANG, Z. et al. Technology, cost, a performance of waste-to-energy incineration industry in China. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 55, p. 115–130, mar. 2016.

YOO, C. et al. Selection of microalgae for lipid production under high levels carbon dioxide. **Bioresource Technology**, Supplement Issue on Recent Developments of Biomass Conversion Technologies. v. 101, n. 1, Supplement, p. S71–S74, jan. 2010.